

VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra robotiky

Válečkový dopravník pro dopravu delších tyčí kruhového
průřezu

Roller Conveyor for Conveying of Longer Rods of
Circular Cross Section

Student:

Vojtěch Bartl

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Zdeněk Zeman

Ostrava 2021

Zadání bakalářské práce

Student: **Vojtěch Bartl**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2301R013 Robotika**
Téma: **Válečkový dopravník pro dopravu delších tyčí kruhového průřezu**
Roller Conveyor for Conveying of Longer Rods of Circular Cross Section
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

- 1) Analyzujte způsoby dopravy tyčí kruhového průřezu v robotizovaných technologických pracovištích. Specifikujte vhodné typy válečkových dopravníků.
- 2) Po dohodě s vedoucím práce definujte rozsahy průměrů a délek tyčí. Vytvořte požadavkový list.
- 3) Navrhněte varianty konstrukčního řešení dopravníku. Pomocí vícekritériální analýzy vyberte nejvhodnější variantu.
- 4) Vybranou variantu podrobně zpracujte, doložte technickou zprávou, potřebnými výpočty a úplnou výkresovou dokumentací podle pokynů vedoucího práce.
- 5) V závěru zhodnoťte navrženou variantu a vypočítejte výrobní náklady navrženého dopravníku.

Práci též doložte v elektronické podobě ve formátu editoru MS WORD a konstrukční řešení v CAD systému (podle pokynů vedoucího).

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- [2] *Citace PRO plus* [online]. [cit. 2017-11-08]. Dostupné z: <<https://www.citacepro.com>> [3] Moodle, kurz: Technická dokumentace ZS 2012. [online]. [cit. 2013-10-13]. Dostupné z [www: <http://lms.vsb.cz/course/view.php?id=5803>](http://lms.vsb.cz/course/view.php?id=5803)
- [3] SKAŘUPA, J. *Průmyslové roboty a manipulátory* [online]. [cit. 2018-10-04]. Ostrava, 2007. Dostupné z: http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta_PRaM.pdf
- [4] KOLÍBAL, Z a kol. *Roboty a robotizované výrobní technologie*. I. vydání. Havlíčkův Brod: VUTIUM, 2016, 786 s. ISBN 978-80-214-4828-5.
- [5] KÁRNÍK, L. *Periferní zařízení RTP*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2006. 127 s. ISBN 80-248-1221-5.
- [6] BURKOVIČ, J. *Navrhování RTP*. [online]. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, Strojní fakulta, 2002 [cit. 2012-11-07]. 112 s. ISBN 80-248-0217-1. Dostupné z [www: <http://robot.vsb.cz/file.php/navrhovani-rtp.pdf>](http://robot.vsb.cz/file.php/navrhovani-rtp.pdf)
- [7] BURKOVIČ, J. *Mechanizace a automatizace výrobních zařízení*. [online]. [cit. 2012-11-07]. Dostupné

z www:

<<http://robot.vsb.cz/files/resources/mechanizace-a-automatizace-vyrobnich-zarizeni.pdf>>

[8] KRAJČA, M. *Konstrukční návrh mezioperačního dopravníku pro dopravu válcových předmětů*. Ostrava, 2013. Bakalářská práce. VŠB-TU Ostrava.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Zdeněk Zeman**

Datum zadání: 18.12.2020

Datum odevzdání: 17.05.2021

prof. Dr. Ing. Petr Novák
vedoucí katedry

prof. Ing. Robert Čep, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 17. 5. 2021

.....


podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby.

V Ostravě dne 17. 5. 2021



.....
podpis

Vojtěch Bartl
Lipová 77/139
Hať, 747 16

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BARTL, V. *Válečkový dopravník pro dopravu delších tyčí kruhového průřezu: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robotiky, 2021, 75 s. Vedoucí práce: Zeman, Z.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem válečkového dopravníku pro dopravu delších tyčí kruhového průřezu. V úvodu jsou analyzovány druhy dopravníků. V další části práce jsou rozepsány návrhy dopravníku vypracované podle požadavkového listu. Podle vícekritériální analýzy je vybrána nejvhodnější varianta. V poslední části je podrobně rozpracována optimální varianta. V práci byly provedeny kontrolní výpočty. Práce obsahuje 3D model dopravníku, sestavný výkres dopravníku, sestavný výkres části válečku s ložisky a výrobní výkres řetězového kola na motoru.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

BARTL, V. *Roller Conveyor for Conveying of Longer Rods of Circular Cross: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 2021, 75 p. Thesis Head: Zeman, Z.

The bachelor thesis deals with the construction of a roller conveyor for the transport of longer bars of circular cross – section. The introduction analyses the types of conveyors. In the next part of the thesis, the conveyor designs prepared according to the requirement sheet are described. According to the multi-criteria analysis, the most suitable variant is selected. In the last part, the optimal variant is elaborated in detail. Control calculations were performed in this document. The document contains a 3D model of the conveyor, an assembly drawing of the conveyor, an assembly drawing of a roller part with bearings and production drawing of the sprocket on the motor.

Obsah

Seznam použitého značení	9
Seznam obrázků	12
Seznam tabulek	14
0 Úvod.....	15
1 Analýza druhů dopravníků.....	16
1.1.1 S tažným prvkem.....	16
1.1.2 Bez tažného prvku	17
1.2 Válečkové dopravníky	19
1.3 Dopravovaný materiál.....	21
2 Požadavkový list	22
3 Varianty řešení	23
3.1 Varianta A.....	23
3.1.1 Konstrukce dopravníku – varianta A.....	23
3.1.2 Výpočet pro návrh pohonu dopravníku – varianta A	27
3.1.3 Výběr motoru – varianta A.....	31
3.2 Varianta B	32
3.2.1 Konstrukce dopravníku – varianta B.....	32
3.2.2 Výpočet pro návrh pohonu dopravníku – varianta B	35
3.2.3 Výběr motoru – varianta B	39
3.3 Varianta C	40
3.3.1 Konstrukce dopravníku – varianta C.....	40
3.3.2 Výpočet pro návrh pohonu dopravníku – varianta C	44
3.3.3 Výběr motoru – varianta C	47
4 Výběr optimální varianty	50
4.1 Stupnice hodnocení.....	50
4.2 Hodnocená kritéria.....	50
4.3 Metoda trojúhelníkových párů.....	51

4.4	Hodnocení variant.....	51
5	Konstrukční řešení zvolené varianty	53
5.1	Konstrukce rámu.....	53
5.2	Konstrukce válečku.....	56
5.3	Konstrukce motoru	60
5.4	Řetěz	65
5.5	Napínací systém řetězu	67
5.6	Doraz na dopravníku.....	67
5.7	Konstrukce krytu na válečky	68
6	Cenová bilance	69
7	Závěr	71
8	Seznam použité literatury	72
	Poděkování.....	74
	Přílohy	75

Seznam použitého značení

Značka	Význam	Jednotky
C	Dynamická únosnost ložiska	N
D	Průměr válečku	m
D_{vA}	Průměr záběru řetězového kola varianty A	m
D_{vB}	Průměr záběru řetězového kola varianty B	m
D_{vC}	Průměr záběru řetězového kola varianty C	m
F	Síla působící na váleček se započítáním bezpečnosti	N
F_z	Síla působící na váleček	N
F_{oA}	Odpor působící na váleček varianty A	N
F_{oB}	Odpor působící na váleček varianty B	N
F_{oC}	Odpor působící na váleček varianty C	N
F_{W1A}	Odpor způsobený valivým třením při pohybu tyče varianty A	N
F_{W1B}	Odpor způsobený valivým třením při pohybu tyče varianty B	N
F_{W1C}	Odpor způsobený valivým třením při pohybu tyče varianty C	N
F_{W2A}	Odpor třením v ložiskovém uložení válečku varianty A	N
F_{W2B}	Odpor třením v ložiskovém uložení válečku varianty B	N
F_{W2C}	Odpor třením v ložiskovém uložení válečku varianty C	N
F_{W3A}	Odpor vlivem čepového tření varianty A	N
F_{W3B}	Odpor vlivem čepového tření varianty B	N
F_{W3C}	Odpor vlivem čepového tření varianty C	N
J	Moment setrvačnosti	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
L	Životnost ložiska	hod
M_A	Obvodová rychlost válečku varianty A	Nm
M_B	Obvodová rychlost válečku varianty B	Nm
M_C	Obvodová rychlost válečku varianty C	Nm
M_m	Moment rozběhový redukováný na hřídel motoru	Nm
M_{roz}	Moment rozběhový redukováný na hřídel motoru	Nm
M_S	Moment od stálých odporů	Nm
M_t	Moment tření	Nm
M_{zr}	Moment zrychlujících sil od rotujících motorů	Nm
M_{zs}	Moment zrychlujících se sil	Nm
M_{1A}	Moment válečku varianty A	Nm
M_{1B}	Moment válečku varianty B	Nm
M_{1C}	Moment válečku varianty C	Nm

M_{5A}	Moment na pět válečků varianty A	Nm
M_{5B}	Moment na pět válečků varianty B	Nm
M_{5C}	Moment na pět válečků varianty C	Nm
P	Celkový výkon	W
P_m	Výkon motoru	W
R_A	Poloměr válečku varianty A	m
R_B	Poloměr válečku varianty B	m
R_C	Poloměr válečku varianty C	m
R_a	Reakce k bodu a	-
R_b	Reakce k bodu b	-
V_p	Obvodová rychlost válečku	$m \cdot s^{-1}$
V_{pA}	Maximální rychlost posuvu varianty A	$m \cdot s^{-1}$
V_{pB}	Maximální rychlost posuvu varianty B	$m \cdot s^{-1}$
V_{pC}	Maximální rychlost posuvu varianty C	$m \cdot s^{-1}$
e	Součinitel valivého tření	-
f	Součinitel čepového tření	-
g	Tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-1}$
i_c	Celkový převodový poměr	-
k_p	Počet poháněných válečků pod tyčí	-
k_{pc}	Počet poháněných válečků	-
k_1	Počet válečků pod tyčí	-
m_p	Maximální hmotnost předmětu	kg
m_{p1A}	Zatížení tyče o průměru 80 mm na jeden váleček varianty A	kg
m_{p1B}	Zatížení tyče o průměru 80 mm na jeden váleček varianty B	kg
m_{p1C}	Zatížení tyče o průměru 80 mm na jeden váleček varianty C	kg
m_{p2A}	Zatížení metrové tyče o průměru 80 mm na jeden váleček varianty C	kg
m_{rA}	Velikost hmotnosti všech rotujících částí válečku varianty A	kg
m_{rB}	Velikost hmotnosti všech rotujících částí válečku varianty B	kg
m_{rC}	Velikost hmotnosti všech rotujících částí válečku varianty C	kg
m_{T1A}	Hmotnost dvoumetrové tyče o průměru \varnothing 80 mm varianty A	kg
m_{T1B}	Hmotnost dvoumetrové tyče o průměru \varnothing 80 mm varianty B	kg
m_{T1C}	Hmotnost dvoumetrové tyče o průměru \varnothing 80 mm varianty C	kg
m_{T2A}	Hmotnost metrové tyče o průměru \varnothing 80 mm varianty A	kg
m_v	Hmotnost válečku	kg
n_{cA}	Otáčky varianty A	min^{-1}
n_{cB}	Otáčky varianty B	min^{-1}

n_{cC}	Otáčky varianty C	min^{-1}
n_m	Otáčky motoru	min^{-1}
n_{md}	Počet tyčí na dopravníku	-
n_{mt}	Otáčky motoru vypočítané	min^{-1}
n_{zv1A}	Počet zatížených válečků u největší možné tyče varianty A	-
n_{zv1B}	Počet zatížených válečků u největší možné tyče varianty B	-
n_{zv1C}	Počet zatížených válečků u největší možné tyče varianty C	-
n_{zv2A}	Počet zatížených válečků u metrové tyče průměru 80 mm varianty A	-
p	Počet voleb	-
r_A	Poloměr čepu válečku v ložisku varianty A	m
r_B	Poloměr čepu válečku v ložisku varianty B	m
r_C	Poloměr čepu válečku v ložisku varianty C	m
t_s	Doba rozběhu motoru	s
v	Dopravní rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v_z	Váha významnosti	-
β	Sklon trati	°
$\varphi_{\check{c}}$	Koeficient ložiskového tření	-
η_c	Účinnost převodu	-
ω_m	Úhlová rychlost hřídele motoru	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$
ω_r	Úhlová rychlost válečku	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$
μ	Součinitel smykového tření	-
ε	Úhlové zrychlení válečku	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$

Seznam obrázků

Obrázek 1.1: Pásový dopravník	16
Obrázek 1.2: Řetězový dopravník	16
Obrázek 1.3: Podvěsný dopravník	17
Obrázek 1.4: Šnekový dopravník	17
Obrázek 1.5: Vibrační dopravník	18
Obrázek 1.6: Spádový dopravník	18
Obrázek 1.7: Pneumatický dopravník	19
Obrázek 1.8: Pohon motorovým válečkem	20
Obrázek 1.9: Pohon tečným řemenem	20
Obrázek 1.10: Konstrukce dopravníkového válečku	20
Obrázek 1.11: Válcová tyč	21
Obrázek 3.1: Váleček pro variantu A	24
Obrázek 3.2: Popis válečku pro variantu A	24
Obrázek 3.3: Profil konstrukce	25
Obrázek 3.4: Rozměry šířky dopravníku pro variantu A	25
Obrázek 3.5: Popis uložení komponentů pro variantu A	26
Obrázek 3.6: Celkový dopravník pro variantu A	26
Obrázek 3.7: Rozteč válečku u varianty A	27
Obrázek 3.8: Motorový váleček pro variantu A	31
Obrázek 3.9: Parametry motorového válečku	31
Obrázek 3.10: Převodový poměr motorového válečku	32
Obrázek 3.11: Popis válečku varianty B	33
Obrázek 3.12: Profil konstrukce	33
Obrázek 3.13: Rozměry šířky dopravníku pro variantu B	34
Obrázek 3.14: Popis varianty B	34
Obrázek 3.15: Celkový dopravník pro variantu B	35
Obrázek 3.16: Rozteč válečku u varianty B	36
Obrázek 3.17: Motor pro variantu B	39
Obrázek 3.18: Hodnoty k motoru WA37DRN63M2	40
Obrázek 3.19: Řez válečku varianty C	41
Obrázek 3.20: Celkový váleček varianty C	41
Obrázek 3.21: Profil konstrukce	42
Obrázek 3.22: Rozměry šířky dopravníku pro variantu C	42

Obrázek 3.23: Popis varianty C.....	43
Obrázek 3.24: Celkový dopravník pro variantu C	43
Obrázek 3.25: Rozteč válečku u varianty C	44
Obrázek 3.26: Motorový váleček pro variantu C	48
Obrázek 3.27: Převodový poměr motorového válečku	48
Obrázek 3.28: Parametry motorového válečku varianty C	49
Obrázek 5.1: Rám dopravníku	53
Obrázek 5.2: Spojovací části rámu	54
Obrázek 5.3: Podélné spojení profilů	54
Obrázek 5.4: ALUPROFIL 40x40	55
Obrázek 5.5: Úhelník 40x40x40	55
Obrázek 5.6: Úhelník 38x40x40	55
Obrázek 5.7: Rychloupínací spojka GST – 40	55
Obrázek 5.8: Kotevní patka.....	55
Obrázek 5.9: Popis válečku	56
Obrázek 5.10: Ložiskový domek	56
Obrázek 5.11: Parametry ložiskového domku	57
Obrázek 5.12: Zatížení na ložiskový domek	58
Obrázek 5.13: Řetězové kolo	59
Obrázek 5.14: Parametry řetězového kola	59
Obrázek 5.15: Parametry motoru	60
Obrázek 5.16: Uložení motoru na dopravník	60
Obrázek 5.17: Řetěz	65
Obrázek 5.18: Parametry řetězu	66
Obrázek 5.19: Řetězová smyčka	66
Obrázek 5.20: Napínací systém.....	67
Obrázek 5.21: Doraz dopravníku	67
Obrázek 5.22: Kryty na dopravníku	68
Obrázek 5.23: Úhelník 100x45x40	68

Seznam tabulek

Tabulka 1: Požadavkový list	22
Tabulka 2: Technické parametry dopravníku A.....	23
Tabulka 3: Hodnoty k výpočtům variantu A	27
Tabulka 4: Technické parametry dopravníku B	32
Tabulka 5: Hodnoty k výpočtům variantu B	35
Tabulka 6: Technické parametry dopravníku C	41
Tabulka 7: Hodnoty k výpočtům variantu C	44
Tabulka 8: Stupnice hodnocení	50
Tabulka 9: Významnost kritérií.....	50
Tabulka 10: Stupnice hodnocení	50
Tabulka 11: Metoda trojúhelníkových párů	51
Tabulka 12: Hodnocení a výběr optimální varianty	52
Tabulka 13: Parametry optimální varianty	53
Tabulka 14: Hodnoty k výpočtům motoru	61

0 Úvod

Práce se zabývá problematikou dopravních zařízení. Dopravník je zařízení určené k přepravě různých materiálů z místa A na místo B. Tato zařízení se používají ve všech odvětvích průmyslu. Při posunu nákladu se obvykle nemění jejich fyzikální vlastnosti ani struktura. Jsou určené k vodorovnému, úklonnému a svislému přemísťování nákladu. Náklad může být přiveden na zařízení ručně nebo mechanismem. Tato zařízení jsou spojena s plynulou dopravou materiálu, ať už s plynulým tokem materiálu, nebo v pravidelných dávkách.

V mé práci se zabývám válečkovým dopravníkem. Obvykle slouží k přepravě kusových předmětů. Konstrukce dopravníku spočívá ve válečku, který je usazen v pevném rámu a tvoří souvislou dráhu. Válečky mohou být z různých materiálů. Záleží, ve kterém odvětví průmyslu se používají. Konstrukce dopravníkové tratě závisí především na dopravovaném materiálu. Tyto tratě se mohou rozvětňovat, zahýbat nebo přizpůsobovat požadavkům na dopravu. Dělíme je na poháněné, nepoháněné (gravitační) nebo těchto dvou.

U gravitačních dopravníků se materiál dopravuje manuální silou nebo způsobem, kdy je trať nakloněná pod určitým úhlem a předmět se díky gravitační síle pohybuje samovolně.

Poháněné dopravníky jsou opatřeny pohonem, který je pomocí válečkových řetězů, kruhových řemínků, ozubených řemenů nebo tečným řemenem, propojen s dopravníkovým válečkem, který pak dopravovanou sílu přenáší na dopravovaný předmět a tím dochází k pohybu předmětu po trati. Tato zařízení mají bohaté uplatnění v mnoha odvětvích průmyslu.

1 Analýza druhů dopravníků

Dopravníky se dají rozdělit z několika hledisek, např. podle unášecího prostředku, konstrukčního uspořádání, podle pohonu dopravníku apod. Mezi základní rozdělení pak patří dopravníky s tažným prvkem a bez tažného prvku.

1.1.1 S tažným prvkem

Pásové dopravníky – materiál přepravujeme pomocí dopravníkového pásu, který je napínán hnacím a hnaným bubnem. Pohon pásu stroje je obvykle asynchronní motor. Modernější pohon představuje bubnový motor (elektroválec). Materiál, který můžeme přepravovat na tomto typu dopravníku je většinou sypký nebo kusový. Může se ale jednat i o přepravu menších předmětů, např. zavazadel, balíků apod.



Obrázek 1.1: Pásový dopravník [6]

Řetězové dopravníky – skládá se z nekonečného řetězu, který je poháněn řetězovým kolem. Mezi používané řetězy patří válečkové nebo článkové. Je určen k přepravě větších kusových materiálů s větší hmotností. Nevýhodou je vyšší energetická náročnost při tažení řetězového pásma.



Obrázek 1.2: Řetězový dopravník [7]

Podvěsné dopravníky – tento typ dopravníku přepravuje kusové materiály. Přesun je zajištěn pomocí háku, který je upevněn na řetězu a výrobek je na tomto háku zavěšen. Dráhu a tvar lze v tomto typu dopravníku dobře přizpůsobit pracovišti. [8]



Obrázek 1.3: Podvěsný dopravník [8]

1.1.2 Bez tažného prvku

Šnekové dopravníky – šnekový dopravník je určen k plynulému podávání sypkého materiálu pro horizontální, stoupavou nebo výjimečně vertikální dopravu sypkých materiálů. Dopravují materiál pomocí hřídele, která má tvar šneku. Ta se otáčí kolem své osy a posouvá materiál.



Obrázek 1.4: Šnekový dopravník [9]

Vibrační dopravníky – jsou určeny k dopravě malých dílů či součástí. Standardně jsou poháněny příložnými elektrickými vibrátory. Jejich výkon je možné regulovat pomocí nastavení vibrátorů nebo pomocí frekvenčních měničů. Mohou být umístěny jak na podpěrném, tak i závěsném systému nebo jejich kombinaci.



Obrázek 1.5: Vibrační dopravník [10]

Spádové dopravníky – zajišťují přemísťování sypkých, zrnitých, kusových a tekutých materiálů účinkem gravitační síly v rovinách mírně nakloněných, šikmých a zejména pak svislých. Při jejich provozu je důležité, aby materiál byl dopravován spolehlivě. Na jedné straně se nesmí ucpávat vedení a na druhé straně se materiál nesmí poškodit. Musí být dodržen jejich optimální sklon, který je vymezen minimální a maximální hodnotou.



Obrázek 1.6: Spádový dopravník [11]

Pneumatické dopravníky – představují mimořádně flexibilní řešení pro dopravu různých sypkých materiálů v řadě odvětví. Základem zůstává doprava omítkových směsí a malt ve stavebnictví, ale svoje uplatnění najdou pneumatické dopravníky i v zemědělství (přeprava krmných směsí, zrniny), plastikářském průmyslu (granulát, aditiva), chemickém průmyslu nebo kdekoli tam, kde je třeba přesouvat suchý zrnitý materiál a není možné toho dosáhnout šnekovým, pásovým nebo jiným typem mechanického dopravníku.



Obrázek 1.7: Pneumatický dopravník [12]

1.2 Válečkové dopravníky

V mé práci se nadále budu zabývat válečkovým dopravníkem. Tento typ dopravníku slouží k dopravě kusových předmětů. Vyznačují se lehkou a pevnou konstrukcí. Válečky jsou usazené v pevném rámu a tvoří tak dopravní trať. Základním konstrukčním prvkem válečkového dopravníku je váleček. Jeho nosnost, rozměry a tvar záleží na tom, jaké materiály budeme přepravovat. Tyto dopravníky mohou být nepoháněné a poháněné.

Nepoháněné dopravníky se vyznačují svou jednoduchou konstrukcí. V praxi se využívají dopravníky s válečky uloženými ve vodorovné nebo nakloněné rovině tzv. gravitační. Tyto dopravníky jsou nejčastějším typem nepoháněných dopravníků. Ke správné funkci této tratě je třeba mít válečky uložené pevně v nosném rámu, který válečky drží v ustálené poloze. Pro správný pohyb je třeba mít nastavený správný úhel sklonu dopravníku.

Poháněné dopravníky jsou konstrukčně složitější. Nezbytnou součástí těchto dopravníků je motor s dalšími prvky, které přenesou pohyb na válečky. Pohon tečným řetězem funguje na principu řetězového kola hnacího a hnaného. Tyto kola jsou propojeny řetězem, který je tažen spodem válečku a tvoří nekonečnou smyčku. Pohon tečným řetězem funguje na podobném principu jako pohon tečným řemenem, jen je místo řetězu použitý řemen a místo řetězových kol řemenice. Dopravník poháněný motorovým válečkem (rollerdrive) pracuje na principu speciálních válečků, které v sobě mají zabudovaný motor. Jsou rozmístěné po dopravníku a propojeny s nepoháněnými válečky pomocí řetězových smyček.



Obrázek 1.8: Pohon motorovým válečkem [17]



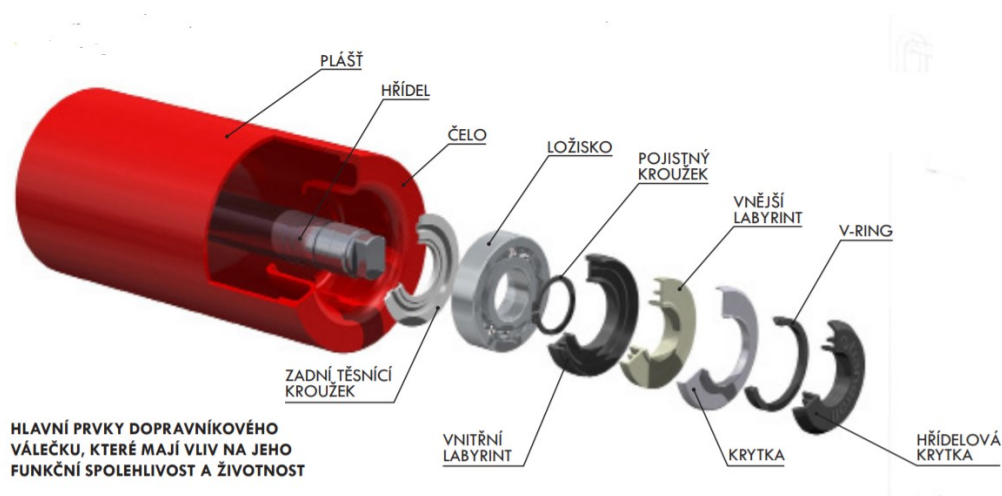
Obrázek 1.9: Pohon tečným řemenem [15]

Konstrukce válečku

Plášť je vyrobený z trubek určitých parametrů a délek. Může být na povrchu potáhnutý určitým materiálem podle typu dopravovaného materiálu. Materiál trubky je ve většině případů ocel.

Ložiskové čelo je plechový výlisek s vloženým přesným ložiskem kuličkovým nebo kluzným. Materiál ložiska je ocel, nerezová ocel, plast.

Hřídel je zhotovená z hladké tyče v požadovaném průměru. Materiál je ocel, nerezová ocel, pozinkovaná ocel.



Obrázek 1.10: Konstrukce dopravníkového válečku [14]

1.3 Dopravovaný materiál

V případě této bakalářské práce byly pro přesun po dopravní trati zvoleny ocelové válcové tyče. Jedná se o polotovary různých průměrů a délek, které jsou specifikovány v požadavkovém listu. Tyče budou jezdit na trati po jedné za sebou. Existuje mnoho profilů tyčí, ale v případě této bakalářské práce půjde pouze o válcové tyče nebo trubky. Tyče mohou mít různý povrch. Teplota povrchu dopravovaných tyčí může být jak vysoká, tak i stejná jako teplota okolí.



Obrázek 1.11: Válcová tyč [18]

2 Požadavkový list

Po domluvě s vedoucím bakalářské práce byly stanoveny tyto požadavky válečkového dopravníku. Podle požadavkového listu vypracuji navržené varianty dopravníku.

Požadavek	Hodnota
Typ dopravovaného materiálu	Kruhové tyče plné, trubky
Specifikace dopravovaného materiálu	Tyče budou řezané
Materiál polotovaru	Ocel
Max. hmotnostní zatížení dopravníku	45 kg/m
Max. a min. průměr tyče	50 – 80 mm
Max. a min. délka tyče	1000 – 2000 mm
Max. rychlost posuvu	0,5 m/s
Délka dopravníku	10000 mm
Typ pohonu dopravníku	Elektromotor
Tvar dopravníku	Horizontální, bez převýšení
Konstrukce	Minimalizace počtu dílů, jednoduchost, spolehlivost, trvanlivost
Kvalita přesunu polotovaru	Bezpečná poloha, aby nedošlo k vypadnutí tyče z dopravníku nebo zaseknutí tyče
Teplota pracoviště	5 – 45 °C

Tabulka 1: Požadavkový list

3 Varianty řešení

V následujících kapitolách jsou popsány tři varianty řešení. První varianta se vyznačuje jednoduchou konstrukcí. Váleček je klasického tvaru. Pohon je zajištěn pomocí motorových válečků. Ve druhé variantě je váleček konstruován tak, aby tyč měla pohyb po středu dopravníku. Pomocí řetězových smyček a motoru je zajištěn pohyb dopravníku. Poslední varianta je konstrukčně složitější. První část dopravníku má vyhnuté válečky tak, aby se tyč vystředila na dopravník a druhá část se skládá z klasických válečků. Pohon je zajištěn pomocí motorových válečků rollerdrive.

3.1 Varianta A

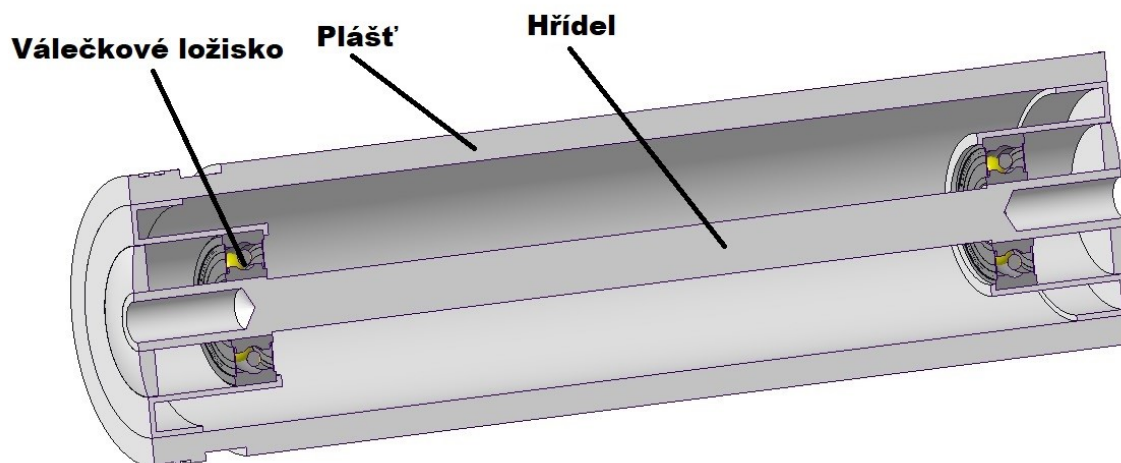
Před návrhem variant je potřeba najít vhodný pohon pro navržené dopravníky. U první varianty je zvolen typický váleček. Každé dva válečky jsou propojeny pomocí řemínek. Typ válečku s motorem rollerdrive. Na trati bude umístěných 8 motorových válečků a každý z nich bude pohánět 5 válečků. Na trati budou čtyři konektory pro motorové válečky. Jsou vyznačené červenou barvou na obrázku 3.5. Válečky jsou upevněny na dopravník šroubem z každé strany, sloužící pro lehkou instalaci a údržbu.

3.1.1 Konstrukce dopravníku – varianta A

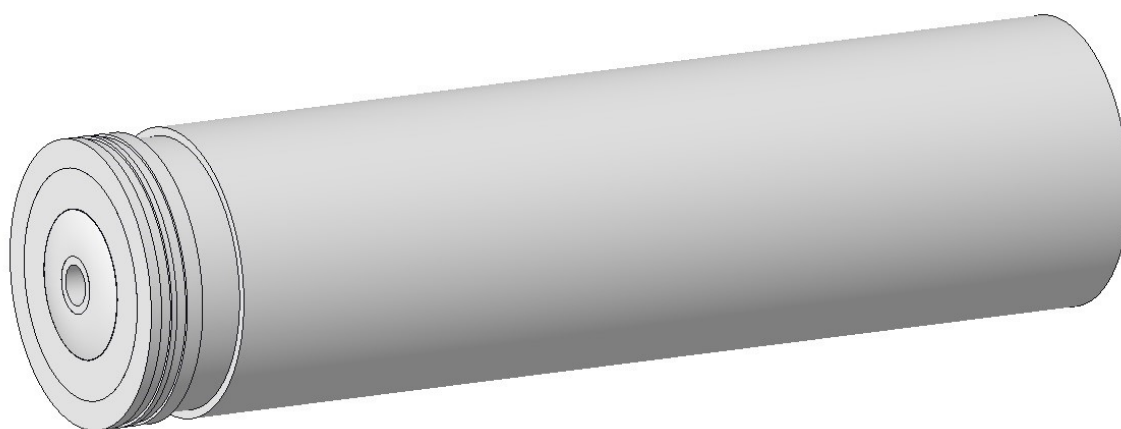
Konstrukce varianty A je řešena pomocí hliníkových profilů, které jsou sešroubovány. Profil je znázorněn na obrázku 3.3. Váleček je upevněn na dopravník pomocí šroubu. Každý váleček se propojuje pomocí řemínku.

Délka dopravníku	10005 mm
Výška dopravníku	1067 mm
Šířka dopravníku	280 mm
Průměr válečku	50 mm
Délka válečku	192 mm
Rozteč mezi válečky	245 mm
Počet válečků na trati	41

Tabulka 2: Technické parametry dopravníku A



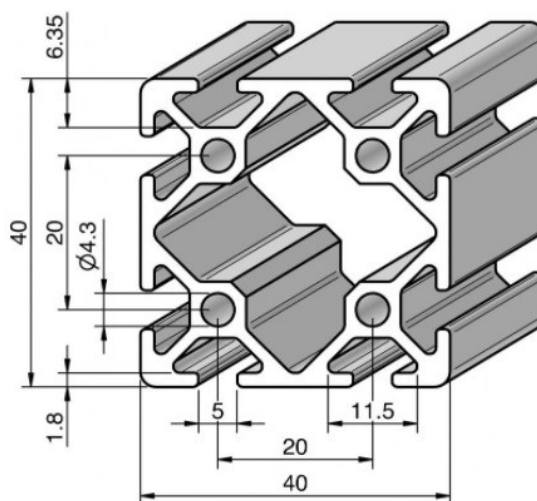
Obrázek 3.1: Popis válečku pro variantu A



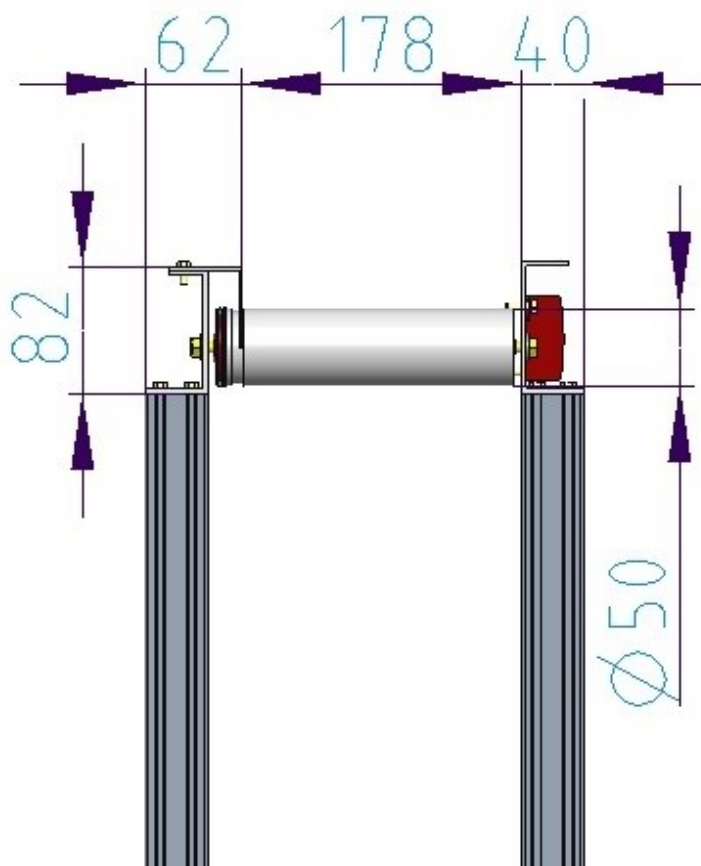
Obrázek 3.2: Váleček pro variantu A

Váleček je vyroben z oceli. Jedná se o svařenec. Na spodní části dopravníku je váleček upevněn pomocí šroubu.

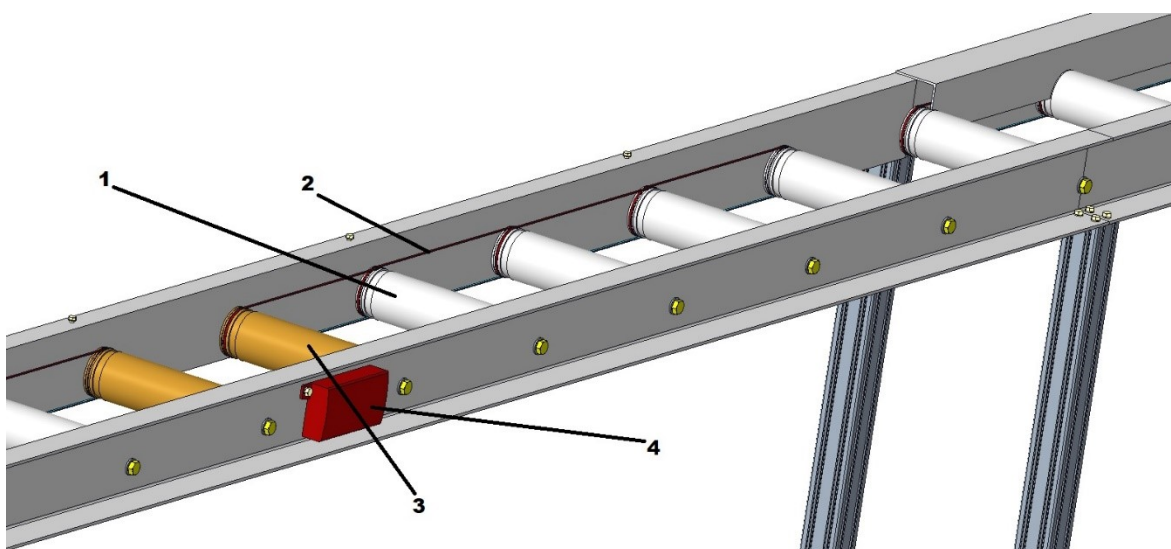
Rám konstrukce je řešen pomocí hliníkových profilů rozměru 40x40. Sestava je spojena pomocí šroubů pro ulehčenou montáž dopravníku.



Obrázek 3.1: Profil konstrukce [24]



Obrázek 3.2: Rozměry šířky dopravníku pro variantu A



Obrázek 3.3: Popis uložení komponentů pro variantu A

1 – dopravníkový váleček, 2 – řemínek, který propojuje dva válečky, 3 – motorový váleček (rollerdrive), 4 – řídicí kontrolér, do kterého se zapojí motorové válečky



Obrázek 3.4: Celkový dopravník pro variantu A

3.1.2 Výpočet pro návrh pohonu dopravníku – varianta A

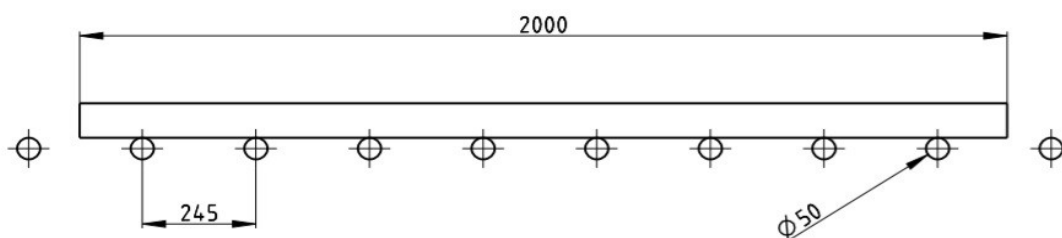
Pohon dopravníku je nutné určit pomocí odporů, které působí na válečky. Odpory jsou následně převedeny na moment, podle kterého se určí vhodný motor.

Znamé proměnné	Hodnota proměnné
Velikost zatížení na váleček (m_{p1})	9,875 [kg]
Součinitel valivého tření (e)	0,0005
Poloměr válečku (R)	0,025 [m]
Poloměr čepu válečku v ložisku (r)	0,017 [m]
Součinitel čepového tření (f)	0,05
Koeficient ložiskového tření (φ_{ξ})	0,0015
Velikost hmotnosti všech rotujících částí válečku (m_r)	1,41 [kg]
Účinnost převodu (η_c)	0,9
Maximální rychlost posuvu (V_p)	0,5 [m/s]
Průměr záběru řetězového kola (D_v)	0,045 [m]

Tabulka 3: Hodnoty k výpočtům varianta A

Určení rozteče válečků a výpočet zatížení na váleček

Největší dvoumetrová tyč bude v nejhorší možné situaci ležet na osmi válečkích. Zatížení je vypočteno pro nejhorší situaci, která může nastat. Byl vypočítán i nejméně ideální případ, který nastane v momentě, kdy se na dopravníku nachází metrová tyč, která bude ležet na čtyřech válečkích.



Obrázek 3.5: Rozteč válečku u varianty A

Velikost zatížení dvoumetrové tyče o průměru 80 mm na jeden váleček

$$m_{p1A} = \frac{m_{T1A}}{n_{zv1A}} \quad (3.1)$$

$$m_{p1A} = \frac{79}{8}$$

$$m_{p1A} = 9,875 \text{ kg}$$

n_{zv1A} - počet zatížených válečků u největší možné tyče

m_{T1A} – hmotnost dvoumetrové tyče o průměru \varnothing 80 mm

Velikost zatížení metrové tyče o průměru 80 mm na jeden váleček

$$m_{p2A} = \frac{m_{T2A}}{n_{zv2A}} \quad (3.2)$$

$$m_{p2A} = \frac{39,5}{4}$$

$$m_{p2A} = 9,875 \text{ kg}$$

n_{zv2A} - počet zatížených válečků u nejmenší možné tyče

m_{T2A} – hmotnost metrové tyče o průměru \varnothing 80 mm

Odpor způsobený valivým třením při pohybu tyče

$$F_{W1A} = m_{p1A} \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \frac{e + f \cdot r_A}{R_A} \quad (3.3)$$

$$F_{W1A} = 9,875 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot \frac{0,0005 + 0,05 \cdot 0,017}{0,025}$$

$$F_{W1A} = 5,23 \text{ N}$$

m_{p1A} – velikost zatížení na váleček [kg]

β – sklon trati

g – tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

e – součinitel valivého tření [m]

R_A – poloměr válečku [m]

r_A – poloměr čepu válečku v ložisku [m]

f – součinitel čepového tření

Odpor způsobený třením v ložiskovém uložení válečku hmotností tyče

$$F_{W2A} = m_{p1A} \cdot g \cdot \frac{r_A}{R_A} \cdot \varphi_{\zeta} \quad (3.4)$$

$$F_{W2A} = 9,875 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,017}{0,025} \cdot 0,0015$$

$$F_{W2A} = 0,099 \text{ N}$$

φ_{ζ} – koeficient ložiskového tření

Odpor vlivem čepového tření

$$F_{W3A} = m_{rA} \cdot g \cdot \frac{f \cdot r_A}{R_A} \quad (3.5)$$

$$F_{W3A} = 1,41 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,017}{0,025}$$

$$F_{W3A} = 0,47 \text{ N}$$

m_{rA} – velikost hmotnosti všech rotujících částí válečku [kg]

Odpor způsobený výrobními nepřesnostmi

$$F_{W4A} = 0,005 \cdot m_{p1A} \cdot g \cdot \cos \beta \quad (3.6)$$

$$F_{W4A} = 0,005 \cdot 9,875 \cdot 9,81 \cdot \cos 0$$

$$F_{W4A} = 0,48 \text{ N}$$

Celkový odpor působící na váleček

$$F_{oA} = F_{W1A} + F_{W2A} + F_{W3A} + F_{W4A} \quad (3.7)$$

$$F_{oA} = 5,23 + 0,099 + 0,47 + 0,48$$

$$F_{oA} = 6,279 \text{ N}$$

F_{W1A} – Odpor způsobený valivým třením při pohybu tyče

F_{W2A} – Odpor způsobený třením v ložiskovém uložení válečku hmotností tyče

F_{W3A} – Odpor vlivem čepového tření

F_{W4A} – Odpor způsobený výrobními nepřesnostmi

Přepočet síly na moment

$$\begin{aligned}M_{1A} &= F_{oA} \cdot R_A \\M_{1A} &= 6,279 \cdot 0,025 \\M_{1A} &= 0,157 \text{ Nm}\end{aligned}\tag{3.8}$$

R_A – poloměr válečku [m]

Moment na 5 válečků

$$\begin{aligned}M_{5A} &= 5 \cdot M_{1A} \\M_{5A} &= 5 \cdot 0,157 \\M_{5A} &= 0,785 \text{ Nm}\end{aligned}\tag{3.9}$$

Připočítáme ještě účinnost převodu a vyjde nám vyjde kroutící moment motoru.

$$\begin{aligned}M_A &= M_{8A} \cdot \eta_c \\M_A &= 0,785 \cdot 0,9 \\M_A &= \mathbf{0,7 \text{ Nm}}\end{aligned}\tag{3.10}$$

η_c – účinnost převodu

Obvodová rychlost válečku

$$Vp = \omega_r \cdot \frac{D_{vA}}{2}\tag{3.11}$$

Úhlová rychlost válečku

$$\omega_r = 2\pi \cdot n_A\tag{3.12}$$

Po převedení a lehké úpravě získám vzorec:

$$\begin{aligned}n_A &= \frac{V_{pA}}{\pi \cdot D_{vA}} \\n_A &= \frac{0,5}{\pi \cdot 0,045} \\n_A &= 3,54 \text{ s}^{-1} \Rightarrow 212,2 \text{ min}^{-1}\end{aligned}\tag{3.13}$$

$$n_A = 160 \text{ min}^{-1}$$

V_{pA} – maximální rychlost posuvu

D_{vA} – průměr záběru řetězového kola

3.1.3 Výběr motoru – varianta A

Motor je zvolen z firmy Interroll group. Tato firma nabízí široký sortiment motorových válečků. Vhodný typ pro tento dopravník je **EC5000 50W**. Vypočítaný moment vyšel 0,7 Nm a motorový váleček nabízí jmenovitý kroutící moment 0,91 Nm.



Obrázek 3.6: Motorový váleček pro variantu A [17]

EC5000 50W – AI/BI – 48 V DC

Jmenovité napětí	48 V DC, ochranné nízké napětí PELV
Napěťový rozsah	36 až 56 V DC
Jmenovitý proud	1,5 A / 1,7 A ¹⁾
Rozběhový proud	3,8 A ²⁾
Prahová vstupní hodnota vstupního signálu „směr otáčení“	bezpečně „High“: U > 7 V DC bezpečně „Low“: U < 4 V DC
Maximální zbytkové zvlnění	3 %
Napájecí napětí	
Maximální hladina hluku (namontováno)	55 dB(A) ³⁾
Stupeň elektrického krytí	IP 54 nebo IP 66 ⁴⁾
UL Type Rating	Type Rating 2 (volitelně)
Teplota okolí při provozu	–30 °C až +40 °C
Teplota okolí při přepravě a skladování	–30 °C až +75 °C
Nadmořská výška instalace	max. 1 000 m ⁵⁾

Všechny údaje platí pro teplotu okolí 20 °C.

Od teploty 25 °C je třeba počítat se snížením výkonu.

¹⁾ Vysoký jmenovitý proud u převodových poměrů 78:1 a 108:1 (třístupňový převod místo dvoustupňového)

²⁾ Skutečný průběh proudu závisí na okolnostech dané aplikace, jako je přepravovaná hmotnost, počet spojených válců atd.

³⁾ Hodnota se může lišit v závislosti na způsobu instalace, tvaru profilu a rezonančním chování zařízení.

⁴⁾ IP66 není určen pro aplikace Deep Freeze.

⁵⁾ Odhadované snížení výkonu: 5 % od 1 500 m, 10 % od 2 000 m.

Obrázek 3.7: Parametry motorového válečku [17]

EC5000 50W – 24 V DC / 48 V DC

Převodový poměr	Přepravní rychlost 50mm válečku [m/s]		Jmenovitý krouticí moment [Nm] ¹⁾	Urychlovací krouticí moment [Nm] ¹⁾	Přidržovací moment [Nm] ¹⁾	Rozběhový krouticí moment [Nm] ¹⁾
	Max.	Min.				
9:1	2,01	0,09 ²⁾	0,63	1,58	1,58	2,54
13:1	1,39	0,06 ²⁾	0,91	2,29	2,29	3,66
18:1	1,00	0,04 ²⁾	1,27	3,17	3,17	5,07
21:1	0,86	0,04 ²⁾	1,48	3,70	3,70	5,92
30:1	0,60	0,03 ²⁾	2,13	5,34	5,34	8,54
42:1	0,43	0,02 ²⁾	2,96	7,40	7,40	11,83
49:1	0,37	0,02 ²⁾	3,45	8,63	8,63	13,00
78:1	0,23	0,01 ²⁾	5,07	13,00	13,00	13,00
108:1	0,17	0,01 ²⁾	7,07	13,00	13,00	13,00

Všechny údaje platí pro teplotu okolí 20 °C.

¹⁾ Před záběhem mohou hodnoty kolísat v rozmezí ± 20 %. Po záběhové fázi kolísají hodnoty u 95 % všech použitých pohonů RollerDrive pouze v rozmezí ± 10 %.

²⁾ Vzhledem k tolerancím a / nebo poklesu napětí na kabelech je možné, že se RollerDrive neotáčí. V takovém případě zvýšte požadovanou hodnotu.

Obrázek 3.8: Převodový poměr motorového válečku [17]

3.2 Varianta B

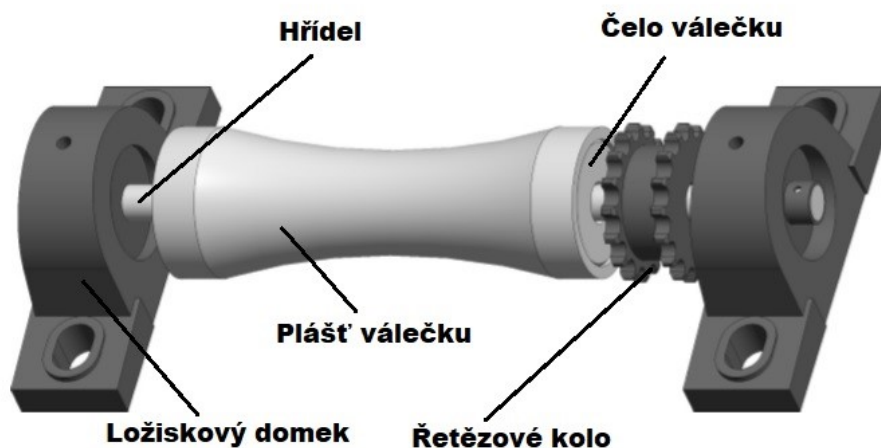
V další variantě je zvolen váleček tvarovaný do písmene U. Ve středu dopravníku bude umístěn motor, který pohání všech 33 válečků. Na válečcích budou umístěna řetězová kola. Válečky budou propojeny řetězovými smyčkami po dvou kusech.

3.2.1 Konstrukce dopravníku – varianta B

Konstrukce je vytvořena pomocí hliníkových profilů, které jsou sešroubovány. Profil je znázorněn na obrázku 3.12. Válečky jsou uchyceny pomocí ložiskových domků a jsou propojeny pomocí řetězových smyček.

Délka dopravníku	10005 mm
Výška dopravníku	1072 mm
Šířka dopravníku	280 mm
Průměr válečku	50 mm
Délka válečku	150 mm
Rozteč mezi válečky	300 mm
Počet válečků	33

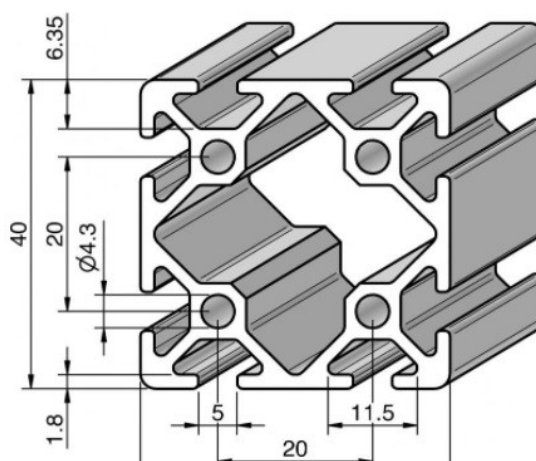
Tabulka 4: Technické parametry dopravníku B



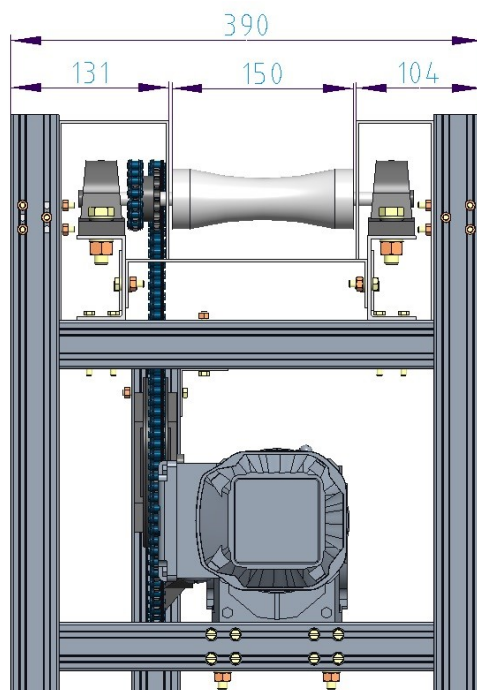
Obrázek 3.9: Popis válečku varianty B

Váleček je vyroben z ocelového materiálu. Celek je spojen pomocí svaru. Na váleček je přivařeno řetězové kolo pro zajištění pohybu válečku. Celý svařenec válečku je připevněn pomocí ložiskových domků, které jsou přišroubovány k rámu.

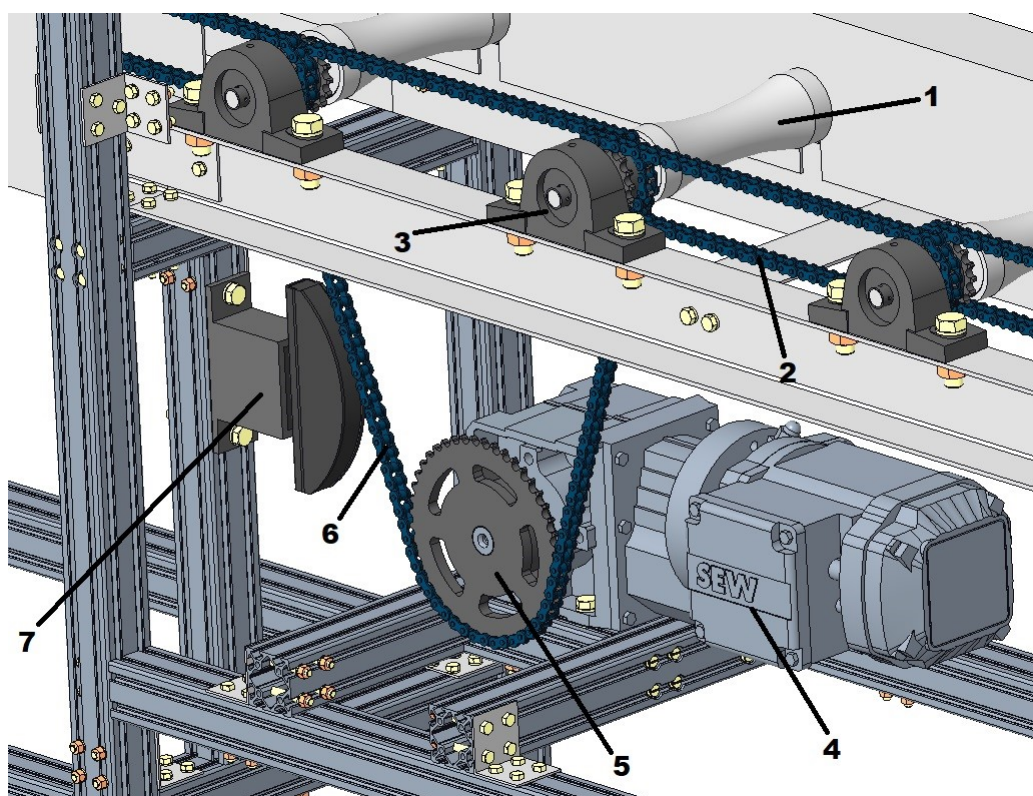
Spodní konstrukce je řešena pomocí hliníkových profilů rozměru 40x40. Pro snadnou montáž je rám sešroubován dohromady.



Obrázek 3.10: Profil konstrukce [24]



Obrázek 3.11: Rozměry šířky dopravníku pro variantu B



Obrázek 3.12: Popis varianty B

1 – dopravníkový váleček, 2 – řetěz, který propojuje dva válečky, 3 – ložiskový domek, 4 – motor s převodovkou, 5 – řetězové kolo, 6 – řetěz, který propojuje motor s ostatními válečky, 7 – napínák řetězu



Obrázek 3.13: Celkový dopravník pro variantu B

3.2.2 Výpočet pro návrh pohonu dopravníku – varianta B

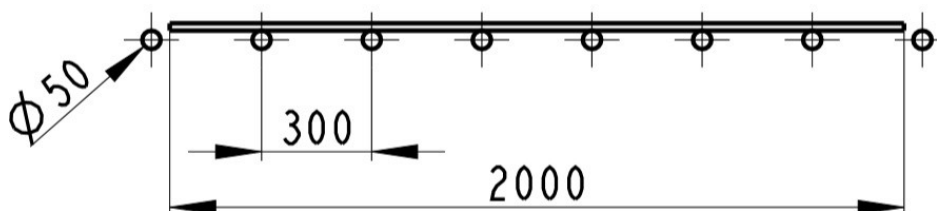
Pohon dopravníku je třeba určit pomocí odporů, které působí na válečky. Odpory jsou následně převedeny na moment, podle kterého se určí vhodný motor.

Znamé proměnné	Hodnota proměnné
Velikost zatížení na váleček (m_{p1})	13,16 [kg]
Součinitel valivého tření (e)	0,0005
Poloměr válečku (R)	0,025 [m]
Poloměr čepu válečku v ložisku (r)	0,028 [m]
Součinitel čepového tření (f)	0,05
Koeficient ložiskového tření (φ_c)	0,0015
Velikost hmotnosti všech rotujících částí válečku (m_r)	1 [kg]
Účinnost převodu (η_c)	0,9
Maximální rychlost posuvu (V_p)	0,5 [m/s]
Poloměr záběru řetězového kola (D_v)	0,0488 [m]

Tabulka 5: Hodnoty k výpočtům varianta B

Určení rozteče válečků a výpočet zatížení na váleček

Největší dvoumetrová tyč bude v nejhorší možné situaci ležet na šesti válečcích. Zatížení budu počítat pro nejméně vhodnou situaci, která může nastat.



Obrázek 3.14: Rozteč válečku u varianty B

Velikost zatížení dvoumetrové tyče o průměru 80 mm na jeden váleček

$$m_{p1B} = \frac{m_{T1B}}{n_{zv1B}} \quad (3.14)$$

$$m_{p1B} = \frac{79}{6}$$

$$m_{p1B} = 13,16 \text{ kg}$$

n_{zv1B} - počet zatížených válečků u největší možné tyče

m_{T1B} - hmotnost dvoumetrové tyče o průměru 80 mm

Odpor způsobený valivým třením při pohybu tyče

$$F_{W1B} = m_{p1B} \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \frac{e + f \cdot r_B}{R_B} \quad (3.15)$$

$$F_{W1B} = 13,16 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot \frac{0,0005 + 0,05 \cdot 0,028}{0,025}$$

$$F_{W1B} = 9,81 \text{ N}$$

m_{p1B} - velikost zatížení na váleček [kg]

β - sklon trati

g - tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

e - součinitel valivého tření [m]

R_B - poloměr válečku [m]

r_B – poloměr čepu válečku v ložisku [m]

f – součinitel čepového tření

Odpor způsobený třením v ložiskovém uložení válečku hmotností tyče

$$F_{W2B} = m_{p1B} \cdot g \cdot \frac{r_B}{R_B} \cdot \varphi_{\zeta} \quad (3.16)$$

$$F_{W2B} = 13,16 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,028}{0,025} \cdot 0,0015$$

$$F_{W2B} = 0,22 \text{ N}$$

φ_{ζ} – koeficient ložiskového tření

Odpor vlivem čepového tření

$$F_{W3B} = m_{rB} \cdot g \cdot \frac{f \cdot r_B}{R_B} \quad (3.17)$$

$$F_{W3B} = 1 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,028}{0,025}$$

$$F_{W3B} = 0,55 \text{ N}$$

m_{rB} – velikost hmotnosti všech rotujících částí válečku [kg]

Odpor způsobený výrobními nepřesnostmi

$$F_{W4B} = 0,005 \cdot m_{p1B} \cdot g \cdot \cos \beta \quad (3.18)$$

$$F_{W4B} = 0,005 \cdot 13,16 \cdot 9,81 \cdot \cos 0$$

$$F_{W4B} = 0,64 \text{ N}$$

Celkový odpor působící na váleček

$$F_{oB} = F_{W1B} + F_{W2B} + F_{W3B} + F_{W4B} \quad (3.19)$$

$$F_{oB} = 9,81 + 0,22 + 0,55 + 0,64$$

$$F_{oB} = 11,2 \text{ N}$$

F_{W1B} – Odpor způsobený valivým třením při pohybu tyče

F_{W2B} – Odpor způsobený třením v ložiskovém uložení válečku hmotností tyče

F_{W3B} – Odpor vlivem čepového tření

F_{W4B} – Odpor způsobený výrobními nepřesnostmi

Přepočet síly na moment

$$\begin{aligned}M_{1B} &= F_{oB} \cdot R_B \\M_{1B} &= 11,2 \cdot 0,025 \\M_{1B} &= 0,28 \text{ Nm}\end{aligned}\tag{3.20}$$

R_B – poloměr válečku [m]

Moment na 33 válečků

$$\begin{aligned}M_{33B} &= 33 \cdot M_{1A} \\M_{33B} &= 33 \cdot 0,28 \\M_{33B} &= 9,2 \text{ Nm}\end{aligned}\tag{3.21}$$

Připočítáme ještě účinnost převodu a vyjde nám vyjde krouticí moment motoru.

$$\begin{aligned}M_B &= M_{33B} \cdot \eta_c \\M_B &= 9,2 \cdot 0,9 \\M_B &= 8,3 \text{ Nm}\end{aligned}\tag{3.22}$$

η_c – účinnost převodu

Obvodová rychlost válečku

$$Vp = \omega_r \cdot \frac{D_{vB}}{2}\tag{3.23}$$

Úhlová rychlost válečku

$$\omega_r = 2\pi \cdot n_B\tag{3.24}$$

Po převedení a lehké úpravě získám vzorec:

$$n_B = \frac{V_{pB}}{\pi \cdot D_{vB}} \quad (3.25)$$

$$n_B = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,0488}$$

$$n_B = 3,26 \text{ s}^{-1} \Rightarrow 195,68 \text{ min}^{-1}$$

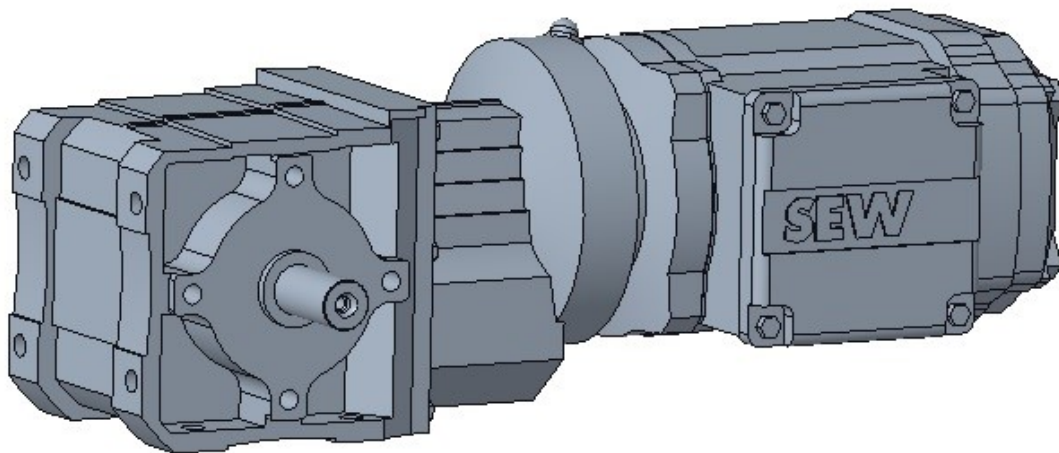
$$\mathbf{n_B = 160 \text{ min}^{-1}}$$

V_{pB} – maximální rychlost posuvu

D_{vB} – průměr záběru řetězového kola

3.2.3 Výběr motoru – varianta B

Motor je zvolen z firmy SEW-Eurodrive. Specifikace motoru jsou popsány na obrázku 3.18. Podle vypočítané momentové hodnoty je zvolen převodový motor typu WA37DRN63M2. Výstupní krouticí moment tohoto motoru je 10 Nm. Motor vyhovuje požadavkům dopravníku.



Obrázek 3.15: Motor pro variantu B [23]

Označení

WA37DRN63M2

Úhlová převodovka SPIROPLAN® W + Třífázové motory DRN.. (IE3)

Produktová data

Jmenovité otáčky motoru	[1/min] : 2755
Výstupní otáčky	[1/min] : 198
Převodový poměr celkově	: 13,89
Výstupní krouticí moment	[Nm] : 10
Provozní faktor SEW-FB	: 8,30
Typ konstrukce	: M1,M2,M3,M5,M6A
Vrchní nátěr dle RAL	: 7031 Blue gray (51370310)
Poloha konektoru/svorkové skříně	[°] : 0
Kabelový přívod/poloha konektoru	: X
Dutý hřídel	[mm] : 20
Povolená výstupní radiální síla při n=2800	[N] : 3250
Množství maziva 1. převodovka	[Litr] : 0,5
Výkon motoru	[kW] : 0,25
Doba zapnutí	: S1-100%
Třída účinnosti	: IE3
Účinnost (50/75/100% Pn)	[%] : 69,2 / 70,87 / 69,7
Značka CE	: ano
Napětí motoru	[V] : 230/400
Schéma zapojení	: R13
Frekvence	[Hz] : 50
Jmenovitý proud	[A] : 1 / 0,57
Cos fi	: 0,81
Tepelná třída	: 155(F)
Krytí motoru	: IP55
Konstrukční předpis	: IEC
Moment setrvačnosti motoru	[10 ⁻⁴ kgm²] : 4,00
hmotnost	[kg] : 12,00



Doplňková provedení

Tepelná třída 155(F)

Mazivo: CLP PG-460-NSF-H1 (-20 / +60 °C): 0,5 Litr

Krytí IP 55

Obrázek 3.16: Hodnoty k motoru WA37DRN63M2 [23]

3.3 Varianta C

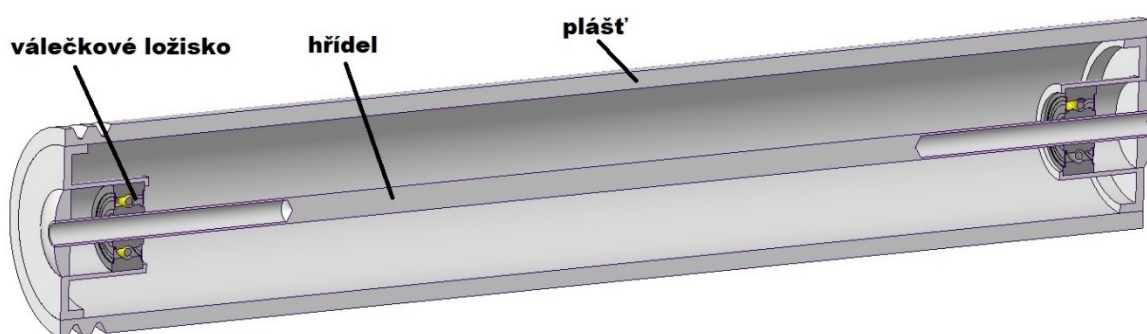
Poslední varianta zahrnuje dva typy válečků. V prvním úseku jsou válečky umístěny do tvaru písmene V těsně blízko sobě a v druhém úseku jsou umístěné klasicky. Každé dva válečky jsou propojeny řemenem a jsou poháněny stejně jako u první varianty, a to motorovým válečkem.

3.3.1 Konstrukce dopravníku – varianta C

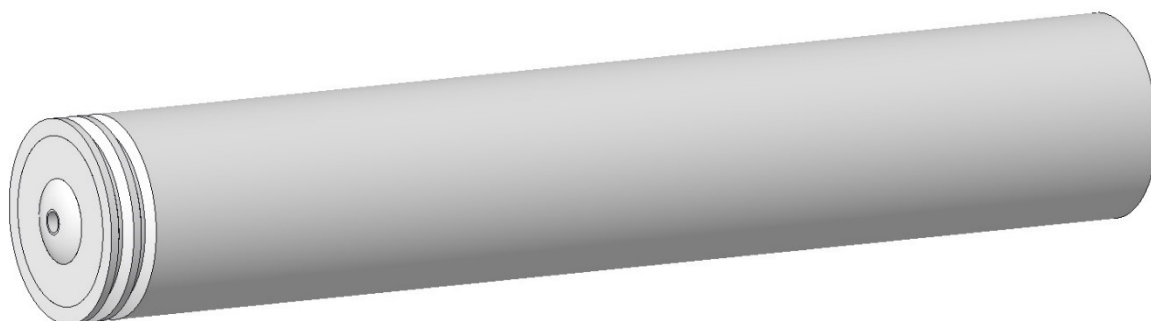
Rám je tvořen hliníkovými profily sešroubovanými dohromady. Válečky jsou připevněné pomocí šroubů ke konstrukci. Profil konstrukce je znázorněn na obrázku 3.21. Pohon mezi válečky je zajištěn pomocí řemenů. Na první části trati jsou válečky umístěné šikmo, aby byl zajištěn rovnoměrný chod tyče po dopravníku, znázorněné na obrázku 3.22. V druhé části jsou válečky umístěné vodorovně pro lehčí odebrání tyče.

Délka dopravníku	10005 mm
Výška dopravníku	1072 mm
Šířka dopravníku	280 mm
Průměr válečku	50 mm
Délka válečku	150 mm
Rozteč mezi válečky	300 mm
Počet válečků	33

Tabulka 6: Technické parametry dopravníku C



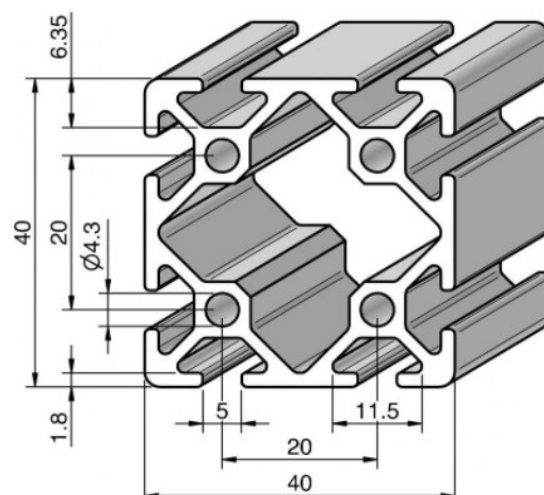
Obrázek 3.17: Řez válečku varianty C



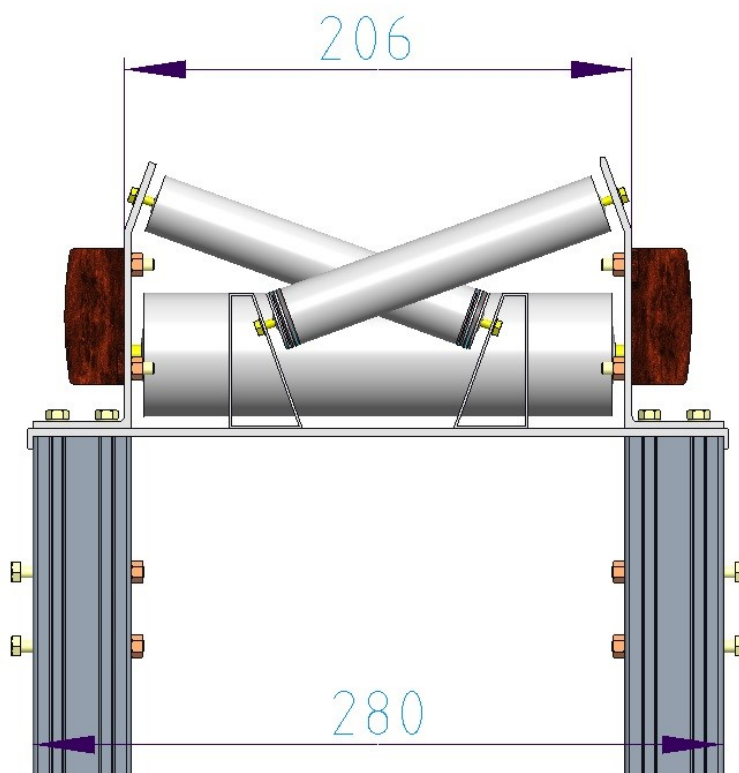
Obrázek 3.18: Celkový váleček varianty C

Váleček je vyroben z oceli. Jednotlivé díly válečku jsou spojeny svařem. Na rám dopravníku je váleček upevněn pomocí šroubu.

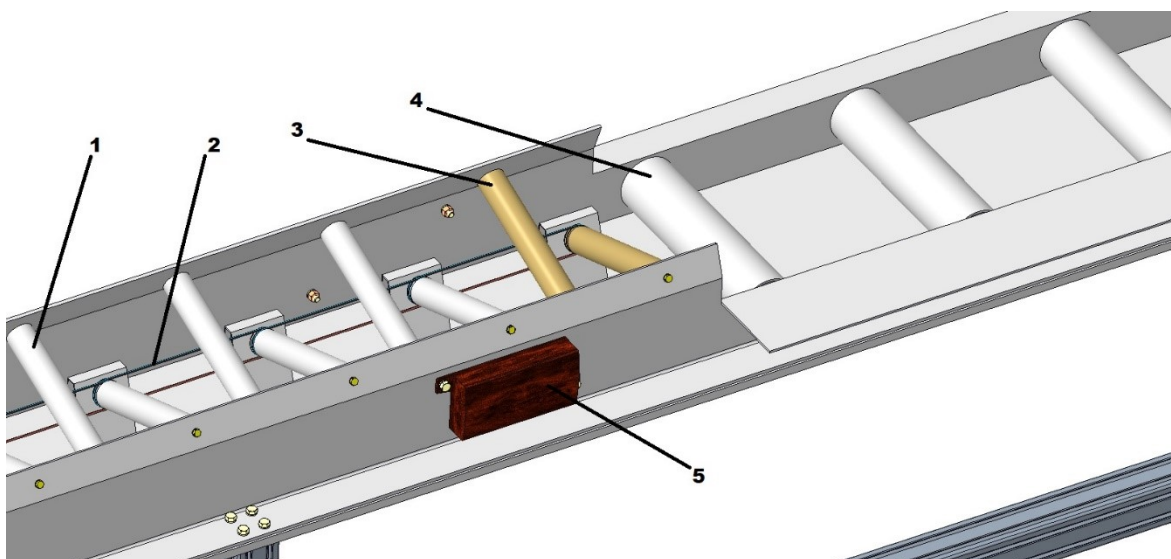
Rám je řešen pomocí hliníkových profilů rozměru 40x40. Pro snadnou montáž je rám sešroubován dohromady.



Obrázek 3.19: Profil konstrukce [24]



Obrázek 3.20: Rozměry šířky dopravníku pro variantu C



Obrázek 3.21: Popis varianty C

1 – dopravníkový váleček A, 2 – řemen, 3 – motorový váleček, 4 – dopravníkový váleček B, 5 - řídicí kontrolér, do kterého se zapojí motorové válečky



Obrázek 3.22: Celkový dopravník pro variantu C

3.3.2 Výpočet pro návrh pohonu dopravníku – varianta C

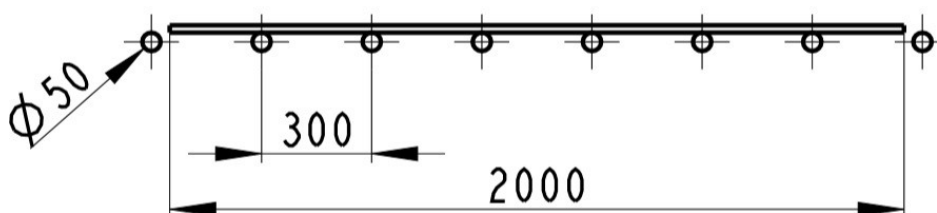
Pohon dopravníku je třeba určit pomocí odporů, které působí na válečky. Odpory jsou následně převedeny na moment, podle kterého se určí vhodný motor.

Znamé proměnné	Hodnota proměnné
Velikost zatížení na váleček (m_{p1})	6,08 [kg]
Součinitel valivého tření (e)	0,0005
Poloměr válečku (R)	0,012 [m]
Poloměr čepu válečku v ložisku (r)	0,01 [m]
Součinitel čepového tření (f)	0,05
Koeficient ložiskového tření (φ_{ξ})	0,0015
Velikost hmotnosti všech rotujících částí válečku (m_r)	0,5 [kg]
Účinnost převodu (η_c)	0,9
Maximální rychlost posuvu (V_p)	0,5 [m/s]
Poloměr záběru řetězového kola (D_v)	0,0488 [m]

Tabulka 7: Hodnoty k výpočtům varianty C

Určení rozteče válečků a výpočet zatížení na váleček

Největší dvoumetrová tyč bude v nejhorší možné situaci ležet na třinácti válečcích. Zatížení budu počítat pro nejméně vhodnou situaci, která může nastat.



Obrázek 3.23: Rozteč válečků u varianty C

Velikost zatížení dvoumetrové tyče o průměru 80 mm na jeden váleček

$$m_{p1C} = \frac{m_{T1C}}{n_{zv1C}} \quad (3.26)$$

$$m_{p1C} = \frac{79}{13}$$

$$m_{p1B} = 6,08 \text{ kg}$$

n_{zv1C} - počet zatížených válečků u největší možné tyče

m_{T1C} - hmotnost dvoumetrové tyče o průměru \varnothing 80 mm

Odpor způsobený valivým třením při pohybu tyče

$$F_{W1C} = m_{p1C} \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \frac{e + f \cdot r_C}{R_C} \quad (3.27)$$

$$F_{W1C} = 6,08 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot \frac{0,0005 + 0,05 \cdot 0,01}{0,012}$$

$$F_{W1C} = 4,97 \text{ N}$$

m_{p1C} - velikost zatížení na váleček [kg]

β - sklon trati

g - tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

e - součinitel valivého tření [m]

R_C - poloměr válečku [m]

r_C - poloměr čepu válečku v ložisku [m]

f - součinitel čepového tření

Odpor způsobený třením v ložiskovém uložení válečku hmotností tyče

$$F_{W2C} = m_{p1C} \cdot g \cdot \frac{r_C}{R_C} \cdot \varphi_{\xi} \quad (3.28)$$

$$F_{W2C} = 6,08 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,01}{0,012} \cdot 0,0015$$

$$F_{W2C} = 0,07 \text{ N}$$

φ_{ξ} - koeficient ložiskového tření

Odpor vlivem čepového tření

$$F_{W3C} = m_{rc} \cdot g \cdot \frac{f \cdot r_C}{R_C} \quad (3.29)$$

$$F_{W3C} = 0,5 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,01}{0,012}$$

$$F_{W3C} = 0,2 \text{ N}$$

m_{rC} – velikost hmotnosti všech rotujících částí válečku [kg]

Odpor způsobený výrobními nepřesnostmi

$$F_{W4C} = 0,005 \cdot m_{p1C} \cdot g \cdot \cos \beta \quad (3.30)$$

$$F_{W4C} = 0,005 \cdot 6,08 \cdot 9,81 \cdot \cos 0$$

$$F_{W4C} = 0,3 \text{ N}$$

Celkový odpor působící na váleček

$$F_{oC} = F_{W1C} + F_{W2C} + F_{W3C} + F_{W4C} \quad (3.31)$$

$$F_{oC} = 4,97 + 0,07 + 0,2 + 0,3$$

$$F_{oC} = 5,54 \text{ N}$$

F_{W1C} – Odpor způsobený valivým třením při pohybu tyče

F_{W2C} – Odpor způsobený třením v ložiskovém uložení válečku hmotností tyče

F_{W3C} – Odpor vlivem čepového tření

F_{W4C} – Odpor způsobený výrobními nepřesnostmi

Přepočet síly na moment

$$M_{1C} = F_{oC} \cdot R_C \quad (3.32)$$

$$M_{1C} = 5,54 \cdot 0,012$$

$$M_{1C} = 0,07 \text{ Nm}$$

R_C – poloměr válečku [m]

Moment na 5 válečků

$$M_{5C} = 5 \cdot C \quad (3.33)$$

$$M_{5C} = 5 \cdot 0,07$$

$$M_{5C} = 0,35 \text{ Nm}$$

Připočítáme ještě účinnost převodu a vyjde nám krouticí moment motoru.

$$M_C = M_{8C} \cdot \eta_c \quad (3.34)$$

$$M_C = 0,35 \cdot 0,9$$

$$M_C = 0,31 \text{ Nm}$$

η_c – účinnost převodu

Obvodová rychlost válečku

$$V_p = \omega_r \cdot \frac{D_{vC}}{2} \quad (3.35)$$

Úhlová rychlost válečku

$$\omega_r = 2\pi \cdot n_C \quad (3.36)$$

Po převedení a lehké úpravě získám vzorec:

$$n_C = \frac{V_{pC}}{\pi \cdot D_{vC}} \quad (3.37)$$

$$n_C = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,024}$$

$$n_C = 6,63 \text{ s}^{-1} \Rightarrow 397,8 \text{ min}^{-1}$$

$$n_C = 398 \text{ min}^{-1}$$

V_{pC} – maximální rychlost posuvu

D_{vC} – průměr záběru řetězového kola

3.3.3 Výběr motoru – varianta C

Motor je zvolen z firmy Interroll group. Nabízejí široký sortiment motorových válečků. Vhodný typ pro tento dopravník je **EC5000 50W**. Specifikace jsou znázorněné na obrázku 3.28. Vypočítaný moment vyšel 0,35 Nm, motorový váleček nabízí jmenovitý krouticí moment 0,91 Nm. Motor vyhovuje vypočítaným hodnotám.



Obrázek 3.24: Motorový váleček pro variantu C [17]

EC5000 50W – AI/BI – 48 V DC

Jmenovité napětí	48 V DC, ochranné nízké napětí PELV
Napěťový rozsah	36 až 56 V DC
Jmenovitý proud	1,5 A / 1,7 A ¹⁾
Rozběhový proud	3,8 A ²⁾
Prahová vstupní hodnota vstupního signálu „směr otáčení“	bezpečně „High“: U > 7 V DC bezpečně „Low“: U < 4 V DC
Maximální zbytkové zvlnění	3 %
Napájecí napětí	
Maximální hladina hluku (namontováno)	55 dB(A) ³⁾
Stupeň elektrického krytí	IP 54 nebo IP 66 ⁴⁾
UL Type Rating	Type Rating 2 (volitelně)
Teplota okolí při provozu	–30 °C až +40 °C
Teplota okolí při Přeprava a skladování	–30 °C až +75 °C
Nadmořská výška instalace	max. 1 000 m ⁵⁾

Všechny údaje platí pro teplotu okolí 20 °C.

Od teploty 25 °C je třeba počítat se snížením výkonu.

¹⁾ Vysoký jmenovitý proud u převodových poměrů 78:1 a 108:1 (třístupňový převod místo dvoustupňového)

²⁾ Skutečný průběh proudu závisí na okolnostech dané aplikace, jako je přepravovaná hmotnost, počet spojených válců atd.

³⁾ Hodnota se může lišit v závislosti na způsobu instalace, tvaru profilu a rezonančním chování zařízení.

⁴⁾ IP66 není určen pro aplikace Deep Freeze.

⁵⁾ Odhadované snížení výkonu: 5 % od 1 500 m, 10 % od 2 000 m.

Obrázek 3.25: Převodový poměr motorového válečku [17]

EC5000 50W – 24 V DC / 48 V DC

Převodový poměr	Přepravní rychlost 50mm válečku [m/s]		Jmenovitý krouticí moment [Nm] ¹⁾	Urychlovací krouticí moment [Nm] ¹⁾	Přidržovací moment [Nm] ¹⁾	Rozběhový krouticí moment [Nm] ¹⁾
	Max.	Min.				
9:1	2,01	0,09 ²⁾	0,63	1,58	1,58	2,54
13:1	1,39	0,06 ²⁾	0,91	2,29	2,29	3,66
18:1	1,00	0,04 ²⁾	1,27	3,17	3,17	5,07
21:1	0,86	0,04 ²⁾	1,48	3,70	3,70	5,92
30:1	0,60	0,03 ²⁾	2,13	5,34	5,34	8,54
42:1	0,43	0,02 ²⁾	2,96	7,40	7,40	11,83
49:1	0,37	0,02 ²⁾	3,45	8,63	8,63	13,00
78:1	0,23	0,01 ²⁾	5,07	13,00	13,00	13,00
108:1	0,17	0,01 ²⁾	7,07	13,00	13,00	13,00

Všechny údaje platí pro teplotu okolí 20 °C.

¹⁾ Před záběhem mohou hodnoty kolísat v rozmezí ± 20 %. Po záběhové fázi kolísají hodnoty u 95 % všech použitých pohonů RollerDrive pouze v rozmezí ± 10 %.

²⁾ Vzhledem k tolerancím a / nebo poklesu napětí na kabelech je možné, že se RollerDrive neotáčí. V takovém případě zvýšte požadovanou hodnotu.

Obrázek 3.26: Parametry motorového válečku varianty C [17]

4 Výběr optimální varianty

V následující části byla vybrána optimální varianta podle vícekritériální analýzy. Pomocí této analýzy stanovíme nejlepší variantu řešení pro daný dopravník. Optimální varianta se následně rozpracuje dopodrobna. Podle zvolených hodnot úrovně a významnosti budeme posuzovat jednotlivá kritéria. Vážené indexy se následně sečtou a porovnají.

4.1 Stupnice hodnocení

Stupnice Hodnocení	
Vysoká	6
Dobrá	5
Průměrná	4
Nízká	3
Nevyhovující	2
Nepříznivý stav	1

Tabulka 8: Stupnice hodnocení

Významnost	
Nejvyšší	2
Nejnižší	1

Tabulka 9: Významnost kritérií

4.2 Hodnocená kritéria

Kritéria	Název	Popis
K1	Hmotnost	Celková hmotnost
K2	Složitost konstrukce	Počet dílu konstrukce
K3	Energetická náročnost pohonu	Typ motoru
K4	Počet komponent sloužící pro vystředění tyče	Plynulý chod tyčí po trati
K5	Cena	Cena pohonných jednotek

Tabulka 10: Stupnice hodnocení

4.3 Metoda trojúhelníkových párů

Hodnocená kritéria se porovnají mezi sebou. Z každých dvou se vybere to, které je důležitější. Každému kritériu, které se určí jako důležitější se přiřte jeden bod. Kritéria, která jsou stejně důležitá, obdrží půl bodu. Následně se podle počtu bodů určí pořadí a vypočítá se váha jejich významnosti. Váha významnosti se vypočte podle uvedeného vztahu.

$$v_z = 0,2 \cdot p + 0,8 \quad (4.38)$$

v_z – váha významnosti

p – počet voleb

				volby	pořadí	Váha významnosti Q
K1	K1	K1	K1	1,5	4	1,1
K2	K3	K4	K5			
	K2	K2	K2	2,5	2	1,3
	K3	K4	K5			
		K3	K3	3,5	1	1,5
		K4	K5			
			K4	2	3	1,2
			K5			
				0,5	5	0,9

Tabulka 11: Metoda trojúhelníkových párů

4.4 Hodnocení variant

Varianty byly hodnoceny podle stupnice hodnocení od 1 do 6. Výsledkem bude ta nejvýhodnější vybraná varianta, která bude vypracovaná v další části bakalářské práci.

Hodnocení variant							
Kritérium	Hodnota			Významnost	Vážený index		
	A	B	C		A	B	C
K1	6	4	5	1,1	6,6	4,4	5,5
K2	6	5	3	1,3	7,8	6,5	3,9
K3	5	6	5	1,5	7,5	9	7,5
K4	3	6	3	1,2	3,6	7,2	3,6
K5	5	6	5	0,9	4,5	5,4	4,5
Součet vážených indexů					30	32,5	25

Tabulka 12: Hodnocení a výběr optimální varianty

K1 – Nejlehčí konstrukce podle programu Creo Parametric je první varianta.

K2 – Nejméně složitá konstrukce je první varianta, nejhůř dopadla varianta třetí.

K3 – Druhá varianta má nejmíň komponentů k motoru, a tudíž je nejlepší.

K4 – Nejbezpečnější a plynulý chod nastane u druhé varianty.

K5 – Podle dostupných cen na internetu bude nejlevnější druhá varianta.

Jako nejvýhodnější varianta byla vybrána varianta B, jelikož má nejvyšší hodnotu váženého indexu.

5 Konstrukční řešení zvolené varianty

Varianta B je zvolena jako optimální varianta. Jedná se o dopravník, který má specifický tvar válečku. Převodový motor pohání celou trať. Válečky jsou propojeny pomocí řetězových smyček.

Délka dopravníku	10010 mm
Výška dopravníku	997 mm
Šířka dopravníku	480 mm
Průměr válečku	50 mm
Délka válečku	150 mm
Rozteč mezi válečky	300 mm
Počet válečků	33

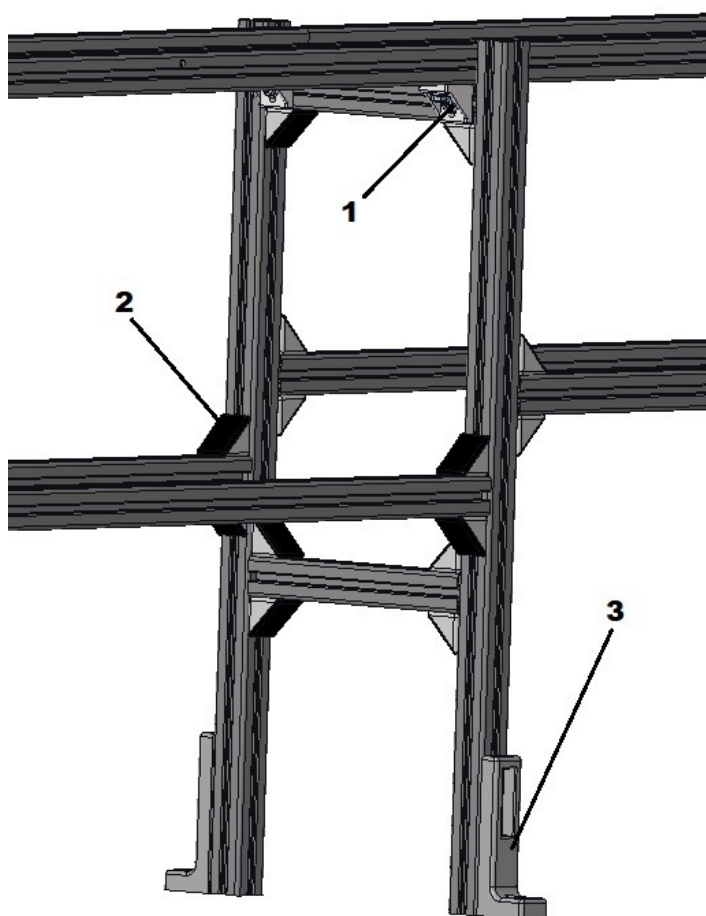
Tabulka 13: Parametry optimální varianty

5.1 Konstrukce rámu

Rám trati se skládá z hliníkových profilů. Materiál profilů je ALUPROFIL 40x40 MS. Rám je spojen pomocí úhelníků W40x40x40. Dopravník je ukotven do podlahy pomocí kotevních patek 40x160. Upevnění nosných profilů je zajištěno pomocí úhelníků 38x40x40. Na obrázcích 5.4 – 5.8 je přehled použitých komponentů rámu.



Obrázek 5.1: Rám dopravníku

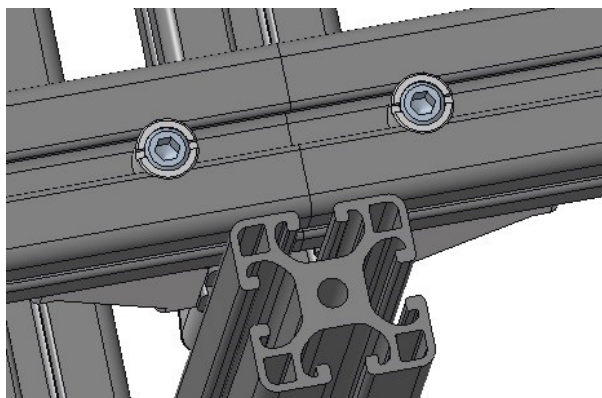


Obrázek 5.2: Spojovací části rámu

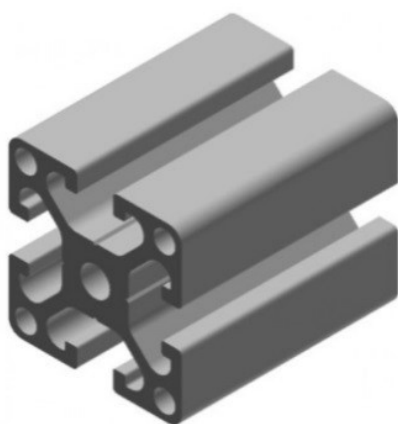
1 – úhelník 38x40x40, 2 – úhelník ke spojení konstrukce, 3 – kotevní patka 40x160

Úhelníky jsou dány z obou stran profilů pro zajištění větší pevnosti dopravníku.

Podélné spojení profilů je zajištěno pomocí rychloupínací spojky GST – 40, znázorněno na obrázku 5.3.



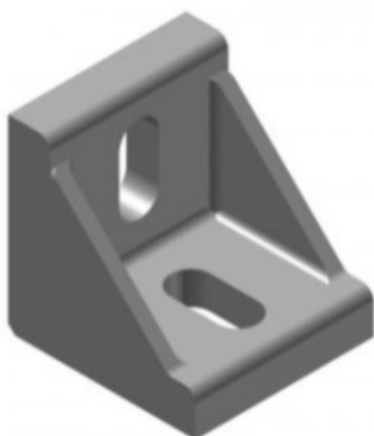
Obrázek 5.3: Podélné spojení profilů



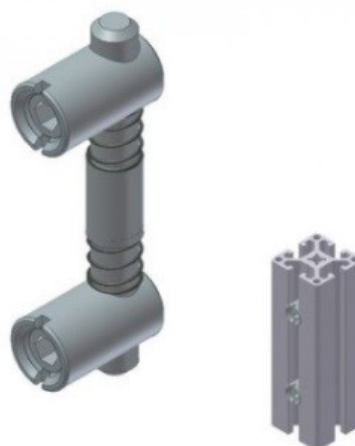
Obrázek 5.4: ALUPROFIL 40x40 [19]



Obrázek 5.5: Úhelník 40x40x40 [19]



Obrázek 5.7: Úhelník 38x40x40 [19]



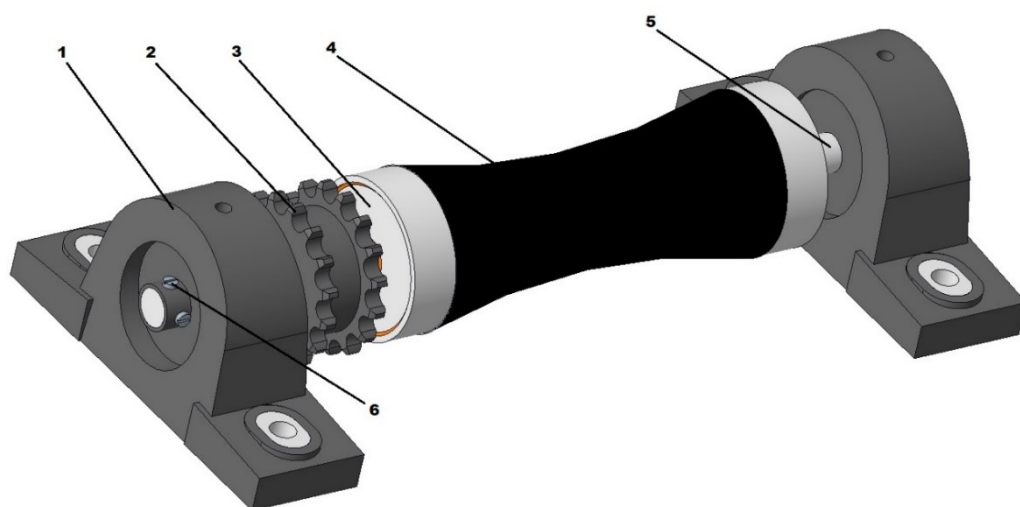
Obrázek 5.6: Rychloupínací spojka GST – 40 [19]



Obrázek 5.8: Kotevní patka [19]

5.2 Konstrukce válečku

Váleček se skládá z pláště, který je přivařen ke hřídeli. Plášť válečku je z oceli a pozinkován pro lepší odolnost vůči korozi. Z každé strany jsou na plášť přivařeny příruby. Z jedné strany je na hřídel přivařeno řetězové kolo. Váleček je upevněný na nosné profily pomocí ložiskových domků, které jsou ke konstrukci rámu připevněny pomocí šroubů. Válečky jsou propojeny pomocí řetězových smyček. Prvních sedm válečků na trati je pogumovaných pryží z důvodu odhlučnění při dopadu tyče na dopravník.



Obrázek 5.9: Popis válečku

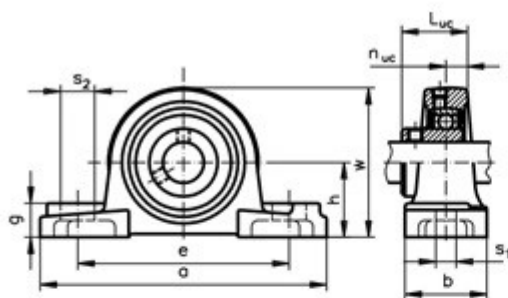
1 – ložiskový domek, 2 – řetězové kolo, 3 – příruba válečku, 4 – plášť válečku, 5 – hřídel válečku, 6 – šrouby ke spojení hřídele

Ložiskový domek

Ložiskový domek je od firmy Ameco. Produktové číslo je 625 112 00. Jedná se o kulové stojanové ložisko UCP, B 12 mm. Pro kontrolu ložiskového domku je vypočítána jeho životnost.



Obrázek 5.10: Ložiskový domek [20]



Parametry produktu	
Typ	UCP 201
Hmotnost' [kg]	0,61
s_1 [mm]	13
s_2 [mm]	19
L_{uc} [mm]	31,0
n_{uc} [mm]	12,7
b [mm]	38
a [mm]	127
h [mm]	30,2
e [mm]	95
Diera [mm]	12
g [mm]	14
w [mm]	62
Únostnost' dyn. C [kN]	9,9
Únostnost' stat. C_0 [kN]	6,2

Obrázek 5.11: Parametry ložiskového domku [20]

Pro určení životnosti ložiskového domku je třeba určit sílu, která je vyvíjena na dopravníkový váleček. Nejhorší případ nastane, když bude na dráze tyč o průměru 80 mm a délce 2 metry. (3.16)

Síla působící na střed válečku vychází z hmotnosti tyče rozložené na příslušný počet válečků.

$$F_z = m_{p1B} \cdot 9,81 \quad (5.39)$$

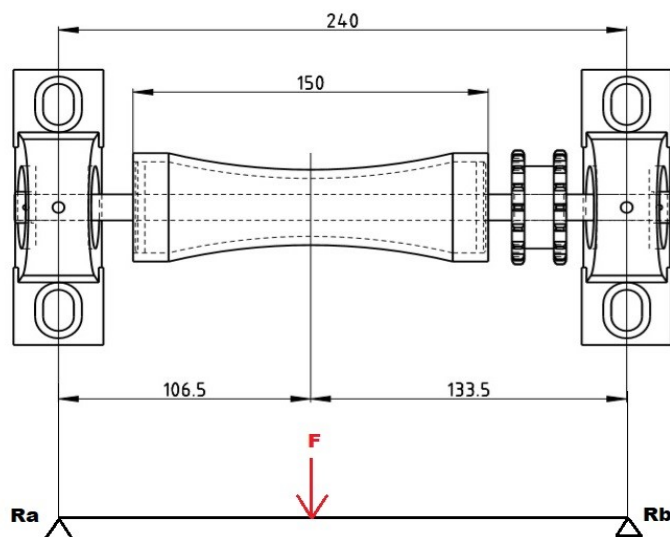
$$F_z = 13,16 \cdot 9,81$$

$$F_z = 129,1 \text{ N}$$

Na dopravníkovou trať budou tyče přivedeny pomocí skluzu. Výsledná hodnota se vynásobí dvěma pro zvýšení bezpečnosti.

$$F = 129,1 \cdot 2 \quad (5.40)$$

$$F = 258,2 \text{ N}$$



Obrázek 5.12: Zatížení na ložiskový domek

$$F = 129,1 \cdot 2 \quad (5.41)$$

$$0 = 258,2 \cdot 106,5 - R_b \cdot 106,5 + 133,5$$

$$0 = 27498,3 - R_b \cdot 240$$

$$240R_b = 27498,3$$

$$R_b = 114,57 \text{ N}$$

$$R_b \rightarrow 0 = F \cdot 133,5 - R_a \cdot 133,5 + 106,5 \quad (5.42)$$

$$0 = 258,2 \cdot 133,5 - R_a \cdot 133,5 + 106,5$$

$$0 = 34469,7 - R_a \cdot 240$$

$$240R_a = 34469,7$$

$$R_a = 143,6 \text{ N}$$

Následně se vypočítá životnost ložiska.

$$L = \left(\frac{C}{R_a}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (5.42)$$

$$L = \left(\frac{9900}{143,6}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 195,7}$$

$$L = 27863453 \text{ hod}$$

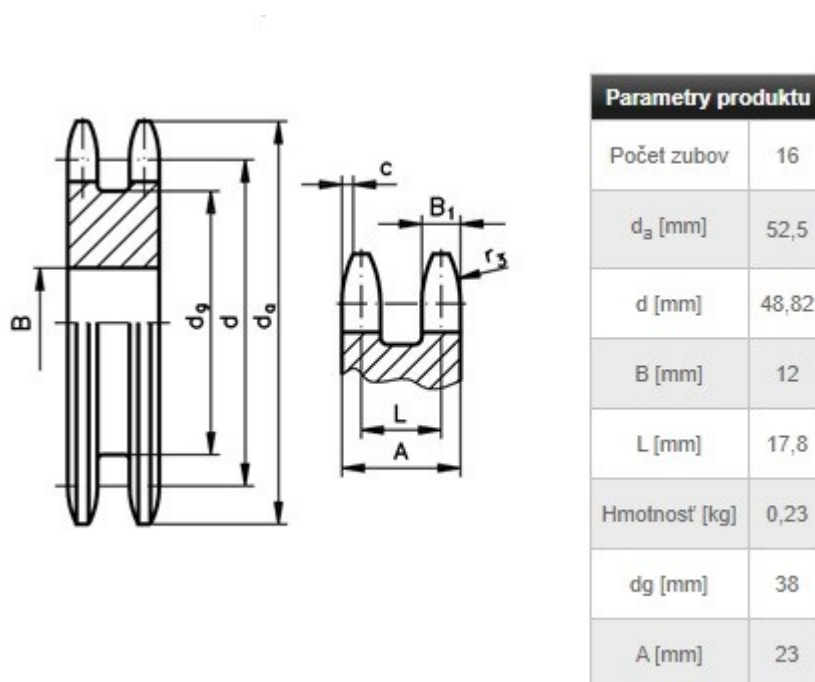
Podle výpočtu je zjištěno, že ložisko vydrží 27 miliónů hodin. Byl vybrán nejmenší ložiskový domek, který výrobce nabízí. Tento ložiskový domek je výhodný na údržbu, jelikož se ložiskové domky nebudou muset měnit tak často.

Řetězové kolo

Řetězové kolo je vybráno ze stejné firmy jako ložiskový domek. Jedná se o dvojité ozubené kolo pro dva válečkové řetězy 06 B-1. Produktové číslo výrobku je 121 416 00.



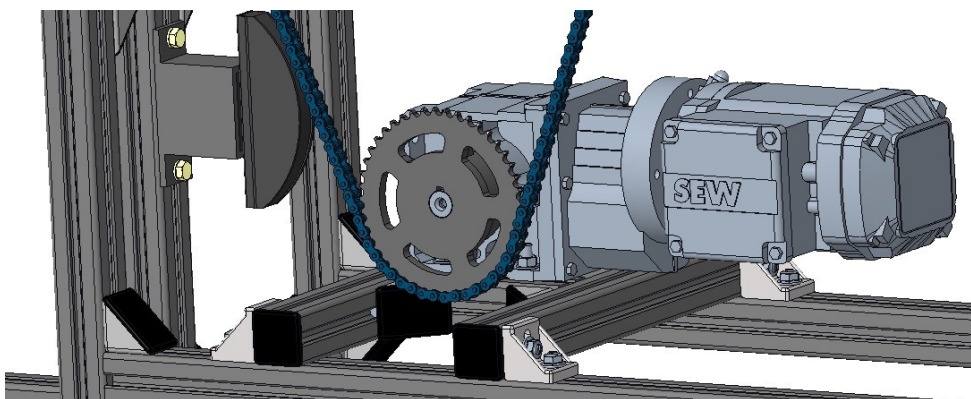
Obrázek 5.13: Řetězové kolo [21]



Obrázek 5.14: Parametry řetězového kola [21]

5.3 Konstrukce motoru

Motor je zvolen z firmy SEW-EURODRIVE. Jedná se o typ převodového motoru WA37DRN63M2, na který je řetězové kolo připevněno pomocí těsného pera na výstupní hřídel převodovky a pomocí řetězu je dopravník uveden do provozu. Motor je na dopravník upevněn pomocí úhelníků.



Obrázek 5.16: Uložení motoru na dopravník

Označení

WA37DRN63M2

Úhlová převodovka SPIROPLAN® W + Třífázové motory DRN.. (IE3)

Produktová data

Jmenovité otáčky motoru	[1/min] : 2755
Výstupní otáčky	[1/min] : 198
Převodový poměr celkově	: 13,89
Výstupní krouticí moment	[Nm] : 10
Provozní faktor SEW-FB	: 8,30
Typ konstrukce	: M1,M2,M3,M5,M6A
Vrchní nátěr dle RAL	: 7031 Blue gray (51370310)
Poloha konektoru/svorkové skříně	[°] : 0
Kabelový přívod/poloha konektoru	: X
Dutý hřídel	[mm] : 20
Povolená výstupní radiální síla při n=2800	[N] : 3250
Množství maziva 1. převodovka	[Litr] : 0,5
Výkon motoru	[kW] : 0,25
Doba zapnutí	: S1-100%
Třída účinnosti	: IE3
Účinnost (50/75/100% Pn)	[%] : 69,2 / 70,87 / 69,7
Značka CE	: ano
Napětí motoru	[V] : 230/400
Schéma zapojení	: R13
Frekvence	[Hz] : 50
Jmenovitý proud	[A] : 1 / 0,57
Cos ϕ	: 0,81
Tepelná třída	: 155(F)
Krytí motoru	: IP55
Konstrukční předpis	: IEC
Moment setrvačnosti motoru	[10 ⁻⁴ kgm ²] : 4,00
hmotnost	[kg] : 12,00



Doplňková provedení

Tepelná třída 155(F)

Obrázek 5.15: Parametry motoru

Kontrolní výpočty na rozběh motoru

Následující kapitola se zabývá rozběhem motoru. Tento výpočet slouží ke kontrole motoru. Pokud podmínka na rozběh vyjde, je motor v pořádku a může se použít na dopravník.

Známe proměnné	Hodnota proměnné
Počet poháněných válečků pod tyčí (k_p)	6
Počet válečků pod tyčí (k_1)	6
Dopravní rychlost (v)	0,5 [m/s]
Tíhové zrychlení (g)	9,81 [m/s]
Součinitel smykového tření (μ)	0,1
Součinitel valivého tření (e)	0,0005
Průměr válečku (D)	0,05 [m]
Hmotnost předmětu na jeden váleček (m_{p1})	13,16 [kg]
Počet tyčí na dopravníku (n_{md})	4
Poloměr válečku (R_A)	0,025 [m]
Počet poháněných válečků (k_{pc})	33
Celkový převodový poměr (i_c)	13,89
Účinnost převodu (η_1)	0,7
Hmotnost válečku (m_v)	1,1 [kg]
Celkový výkon (P)	27 [W]
Otáčky motoru (n_{mt})	196 [Nm]
Výkon motoru (P_m)	250 [W]

Tabulka 14: Hodnoty k výpočtům motoru

Potřebný výkon motoru

$$P = \left\{ n_{vp} \cdot m_{p1A} \cdot g \cdot \left[\sin(\beta) + \cos(\beta) \cdot \left(\frac{e + f \cdot r_A}{R_A} + 0,005 \right) \right] + m_r \cdot n_{zv1} \cdot g \cdot \frac{f \cdot r_A}{R_A} \right\} \cdot \frac{v_z}{1000 \cdot \eta_c}$$

$$P = \left\{ 6 \cdot 13,16 \cdot 9,81 \cdot \left[\sin(0) + \cos(0) \cdot \left(\frac{0,0005 + 0,05 \cdot 0,017}{0,025} + 0,005 \right) \right] + 1 \cdot 6 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,017}{0,025} \right\} \cdot \frac{0,5}{1000 \cdot 0,9}$$

$$\underline{\underline{P = 0,027 Kw}}$$

Doba rozběhu motoru

$$t_s = \frac{v}{\frac{k_p}{k_1} \cdot g \cdot \left[\cos \beta \cdot \left(\mu - \frac{2 \cdot e}{D_A} \right) - \frac{k_1}{k_p} \cdot \sin \beta \right]} \quad (5.43)$$
$$t_s = \frac{0,5}{\frac{6}{6} \cdot 9,81 \cdot \left[\cos 0 \cdot \left(0,1 - \frac{2 \cdot 0,0005}{0,05} \right) - \frac{6}{6} \cdot \sin 0 \right]}$$
$$\mathbf{t_s = 0,64}$$

t_s – doba rozběhu motoru

k_p – počet poháněných válečků pod tyčí

k_1 – počet válečků pod tyčí

v – dopravní rychlost

g – tíhové zrychlení

β – sklon tratě

μ – součinitel smykového tření

e – součinitel valivého tření

D_A – průměr válečku

Moment tření

$$M_t = n_{md} \cdot k_{pc} \cdot m_{p1} \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \mu \cdot \frac{R_A}{i_c \cdot \eta_1} \quad (5.44)$$
$$M_t = 4 \cdot 33 \cdot 13,16 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot 0,1 \cdot \frac{0,025}{13,89 \cdot 0,7}$$
$$\mathbf{M_t = 4,53}$$

m_{p1} – hmotnost předmětu na jeden váleček

g – tíhové zrychlení

n_{md} – počet tyčí na dopravníku

R_A – poloměr válečku

k_{pc} – počet poháněných válečků

β – sklon tratě

i_c – celkový převodový poměr

v – dopravní rychlost

μ – součinitel smykového tření

η_1 – účinnost převodu

Moment zrychlujících se sil

$$M_{zs} = n_{md} \cdot m_p \cdot \frac{v \cdot R_A}{t_s \cdot i_c \cdot \eta_1} \quad (5.45)$$
$$M_{zs} = 4 \cdot 13,6 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,025}{0,64 \cdot 13,89 \cdot 0,7}$$
$$M_{zs} = 0,11$$

n_{md} – počet tyčí na dopravníku

m_p – maximální hmotnost předmětu

R_A – poloměr válečku

v – dopravní rychlost

t_s – doba rozběhu motoru

η_1 – účinnost převodu

i_c – celkový převodový poměr

Setrvačný moment jednoho válečku

$$J = m_v \cdot R_A^2 \quad (5.46)$$
$$J = 1,1 \cdot 0,025^2$$
$$J = 0,00069 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

J – moment setrvačnosti

m_v – hmotnost válečku

R_A – poloměr válečku

Úhlové zrychlení

$$\varepsilon = \frac{\omega_v}{t_s} = \frac{2 \cdot v}{t_s \cdot D_A} \quad (5.47)$$
$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 0,5}{0,64 \cdot 0,05}$$
$$\varepsilon = 31,25$$

v – dopravní rychlost

t_s – doba rozběhu motoru

D_A – průměr válečku

Moment zrychlujících sil od rotujících hmotností

$$M_{zr} = z \cdot J \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i_c \cdot \eta_1} \quad (5.48)$$

$$M_{zr} = 33 \cdot 0,00069 \cdot 31,25 \cdot \frac{1}{13,89 \cdot 0,7}$$

$$\mathbf{M_{zr} = 0,07}$$

k_{pc} – počet poháněných válečků

J – moment setrvačnosti

ε – úhlové zrychlení válečku

i_c – celkový převodový poměr

η_1 – účinnost převodu

Moment od stálých odporů

$$M_s = \frac{P}{\omega_m} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{mt}} \quad (5.49)$$

$$M_s = \frac{27 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 196}$$

$$\mathbf{M_s = 1,31}$$

M_s – moment od stálých odporů

P – celkový výkon

ω_m – úhlová rychlost hřídele motoru

i_c – celkový převodový poměr

n_{mt} – otáčky motoru vypočítané

Moment na hřídeli při rozběhu motoru

$$M_m = \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{P_m \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \quad (5.50)$$

$$M_m = \frac{250 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 198}$$

$$\mathbf{M_m = 12,05}$$

P_m – výkon motoru

n_m – otáčky motoru

Moment rozběhový redukováný na hřídel motoru

$$\begin{aligned}M_{roz} &= M_t + M_{zs} + M_{zr} \\M_{roz} &= 4,53 + 0,11 + 0,07 \\M_{roz} &= 4,71\end{aligned}\tag{5.51}$$

Podmínka na vyhovění na rozběh

$$\begin{aligned}M_m &> M_{roz} \\12,05 &> 4,71\end{aligned}\tag{5.52}$$

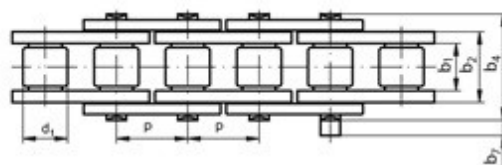
Podmínka byla splněna tudíž motor vyhovuje a může být použitý na dopravník.

5.4 Řetěz

Řetěz je zvolen ze stejné firmy jako ložiskové domky a řetězová kola. Jedná se o jednořadový válečkový řetěz. Produktové číslo výrobku je 101 000 00.

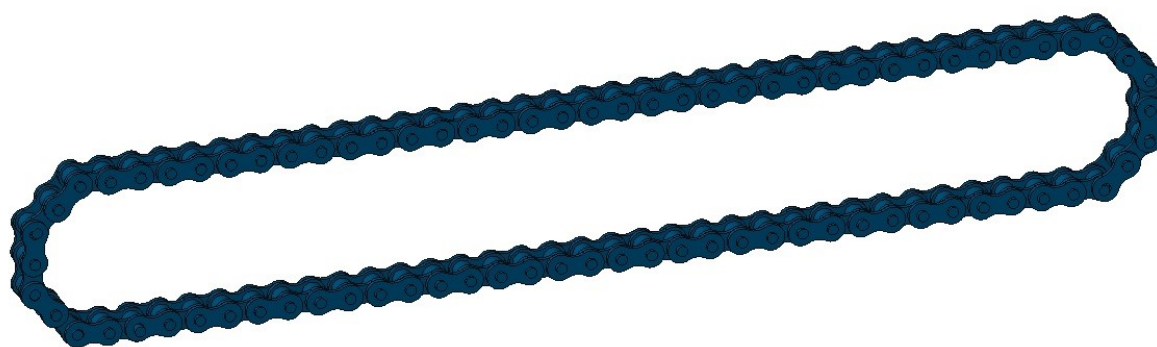


Obrázek 5.17: Řetěz [22]



Parametry produktu	
DIN ISO	06 B-1
Rozteč p x vnútorná šírka $b_{1min.}$ [mm]	9,525 x 5,72
Rozteč p x vnútorná šírka $b_{1min.}$ [inch]	3/8 x 7/32
Vnútorná šírka b_2 [mm]	8,53
Ø valčeka d_1 [mm]	6,35
Ø čapu [mm]	3,28
b_4 [mm]	13,5
b_7 [mm]	3,3
Síla pri pretrhnutí min. [N]	8900
Hmotnosť [kg/m]	0,41

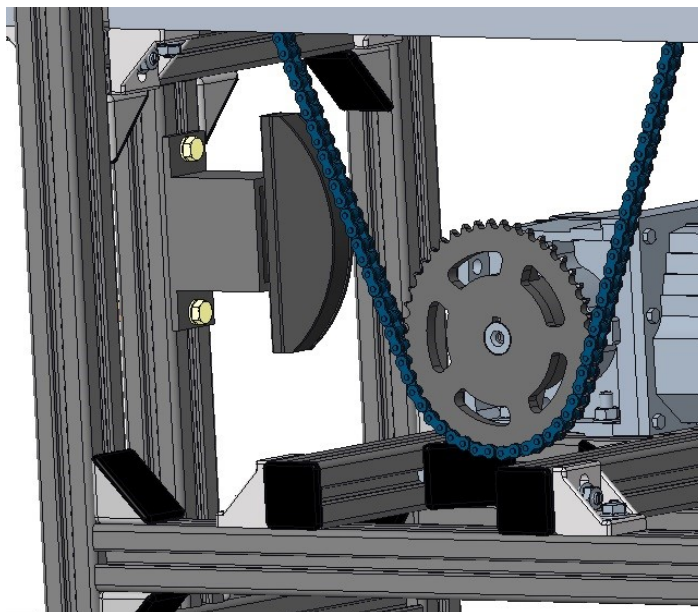
Obrázek 5.18: Parametry řetězu [22]



Obrázek 5.19: Řetězová smyčka

5.5 Napínací systém řetězu

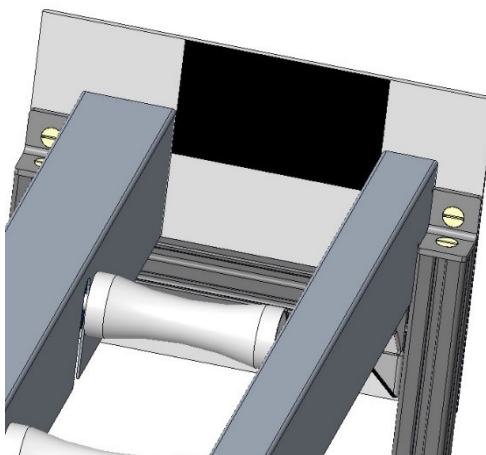
Napínací řetěz je od firmy Ameco s názvem SPANN-BOX. Produktové číslo je 14040301. Jejich hlavní využití spočívá v napínací síle, která slouží k tomu, aby byl řetěz pořádně napnutý. Slouží také k redukci hluku a opotřebení řetězu.



Obrázek 5.20: Napínací systém

5.6 Dorazy na dopravníku

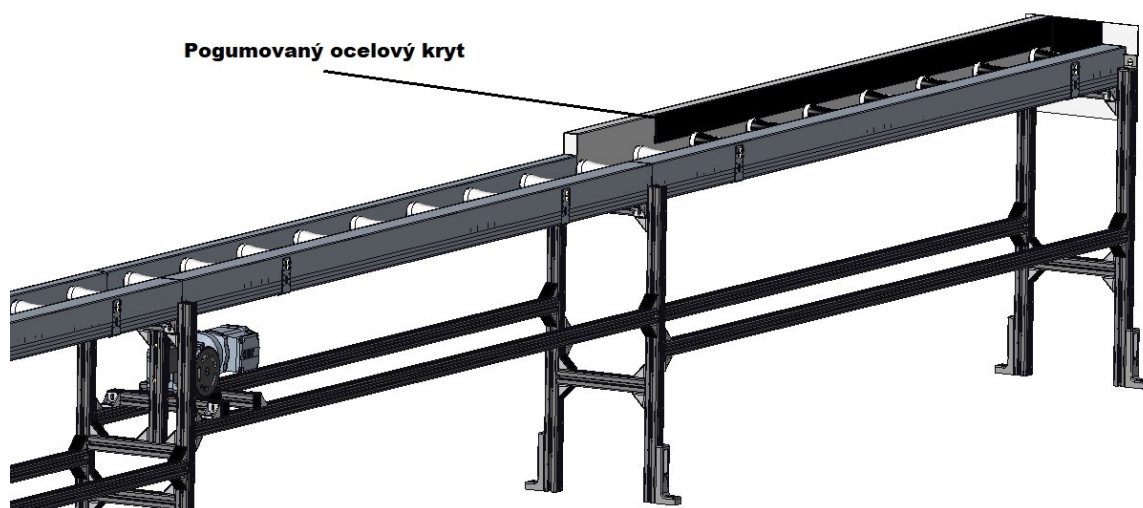
Dorazy na dopravníku jsou umístěny na začátku a na konci dopravníkové tratě. Jsou pogumované pryží. Koncový doraz slouží k zastavení tyče na konci dopravníku. Jsou spojeny k dopravníku pomocí šroubů a úhelníků.



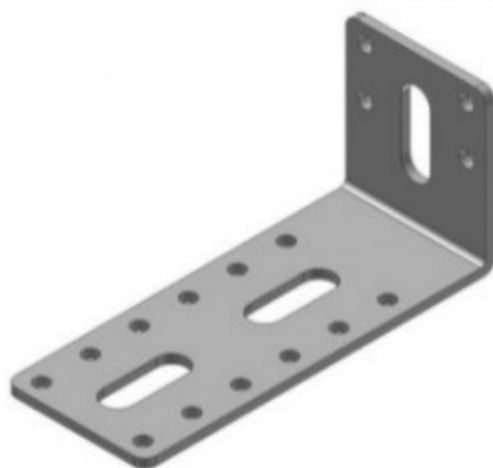
Obrázek 5.21: Doraz dopravníku

5.7 Konstrukce krytu na válečky

Kryty na válečky jsou vyhotoveny z hliníkového plechu, který je pomocí ohýbání vytvarován do požadovaného tvaru. Kryt je upevněn na dopravník pomocí šroubů úhelníků a šroubů. Úhelník je zobrazen na obrázku 5.21. První z krytů je ocelový a pogumovaný pryží, jelikož slouží jako nárazová bočnice pro spouštění tyčí na dopravník. Kryty slouží k ochraně válečků a k zajištění toho, aby se k válečkům dostalo co nejméně nečistot.



Obrázek 5.22: Kryty na dopravníku



Obrázek 5.23: Úhelník 100x45x40 [19]

6 Cenová bilance

V této kapitole je zhodnocení cenové bilance celého dopravníku. Ceny jsou určeny na základě průzkumu trhu a jedná se pouze o materiál. Práce není započítaná.

Komponenty	Počet kusů	Cena za kus	Celková cena
Sestava rámu			
Hliníkový ALUPROFIL	51 metrů	616,- za 1 metr	31416,-
Úhlová patka	10	368,-	3680,-
Úhel 38x40	16	109,-	1744,-
Úhel 40x40	62	151,-	9362,-
Sestava válečku			
Ložiskový domek	66	348,-	22968,-
Řetězové kolo	33	116,-	3828,-
Plášť válečku (trubka)	10 metrů	105,- za metr	1050,-
Hřídel válečku	9,5 metrů	28,- za metr	266,-
Příruby válečku	1 metr	341,- za metr	341,-
Spojovací materiál	-	-	2500,-
Sestava motoru			
Hliníkový ALUPROFIL	1,5 metrů	616,- za metr	924,-
Motor	1	-	25 000,-
Řetězové kolo	1	500,-	500,-
Úhelník 40x40	4	151,-	604,-
Záslepka	4	16,-	64,-
Spojovací materiál	-	-	100,-
Sestava napínáku			
Hliníkový ALUPROFIL	1 metr	616,- za metr	616,-
Napínací systém	1	2666,-	2666,-
Úhelník 40x40	4	151,-	604,-
Spojovací materiál	-	-	50,-
Krycí plechy			
Hliníkové plechy	3	3910,-	11730,-
Ocelový plech	1	3606,-	3606,-
Spojovací materiál	-	-	500,-

Dorazy			
Ocelový plech	1	3861,-	3861,-
Spojovací materiál	-	-	400,-
Pogumování			
Přez	-	-	2000,-
Celková cena			130380,-

7 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout dle zadaných parametrů válečkový dopravník s pohonem, který dopravuje ocelové tyče. V úvodu se zaměřuji na problematiku dopravních zařízení, které slouží k přepravě materiálu z bodu A do bodu B. Dělíme je na dopravníky s pohonem, nepoháněné či jejich kombinace.

V další části práce jsem zhotovil tři varianty řešení. Ke každé variantě byly provedeny kontrolní výpočty pro výběr optimálního pohonu. První varianta se stal válečkový dopravník s klasickým válečkem poháněný pomocí systému rollerdrive. Druhá varianta má speciálně tvarovaný váleček a je poháněná pomocí převodového motoru. Poslední varianta se skládá z první části, která obsahuje nakloněné válečky pro lepší bezpečnost dopravovaného materiálu a poslední segment se skládá z klasických válečků. Je poháněna systémem rollerdrive.

Podle vícekritériální analýzy byla vybrána nejvýhodnější varianta, kterou se stala varianta druhá s tvarovaným válečkem do písmene U.

Konstrukce dopravníku je poskládána ze stavebnicového systému hliníkových profilů. Profily se spojují pomocí úhelníků a T-šrouby. Válečky jsou uloženy v ložiskových domcích, které se přimontují na dopravník. Byl proveden kontrolní výpočet na životnost ložisek. Prvních sedm válečků je pogumováno z důvodu odhlučnění. K propojení mezi válečky slouží řetězové smyčky, které spojují každé dva válečky. Převodový motor byl podroben výpočtům na rozběh motoru. Řetěz je napínán pomocí napínacího systému. Jeho hlavní využití je v napínací síle, která slouží k napnutí řetězu. Napínací systém se také využívá pro redukci hluku a opotřebení řetězu. Krytí válečků je zajištěno pomocí hliníkových tvarovaných plechů a jednoho ocelového tvarovaného plechu. Slouží k ochraně válečků ve výrobě a k zajištění toho, aby se mezi válečky nedostala nečistota.

V závěru práce byla provedena cenová bilance dopravníku. Jedná se pouze o použitý materiál, který je potřeba na sestavení celé dopravníkové tratě. Není zde zahrnutá práce.

8 Seznam použité literatury

- [1] ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36s.
- [2] *Citace PRO plus* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: [<https://www.citacepro.com>](https://www.citacepro.com)
- [3] SKAŘUPA, J. *Průmyslové roboty a manipulátory*. [online]. [cit. 2021-05-15]. Ostrava, 2007. Dostupné z: http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta_PRaM.pdf
- [4] KRAJČA, M. *Konstrukční návrh mezioperačního dopravníku pro dopravu válcových předmětů*. Ostrava, 2013. Bakalářská práce. VŠB-TU Ostrava.
- [5] VÁLEČKOVÉ DOPRAVNÍKY. *LOGSYS* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.logsys.cz/cs/druhy-dopravniku>
- [6] Pásový dopravník. In: *Manutan* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.manutan.cz/cs/mcz/pasovy-dopravnik-sirka-110-mm-nosnost-20-kg-m>
- [7] Akumulační řetězové dopravníky. In: *Tmt* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <http://www.tmt.cz/cz/akumulacni-retezove-dopravniky>
- [8] Podvěsné dopravníky. In: *Tmt* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <http://www.tmt.cz/cz/podvesne-dopravniky>
- [9] Šnekové dopravníky. In: *Tmt* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <http://www.tmt.cz/cz/snekove-dopravniky>
- [10] Shuffle conveyor. In: *Mayfran* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.mayfran.cz/product/shuffle-conveyor>
- [11] Spádový dopravník. In: *Epoptavka* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://dodavatele.epoptavka.cz/585197-triom-spol-s-r-o/nabidka/74893-spadovy-prepravni-dopravnik-npr>
- [12] Pneumatické dopravníky nasávací. In: *Zemedelske potreby* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.zemedelske-potreby.cz/kongskilde/pneumaticke-dopravniky-nasavaci>
- [13] Válečkové dopravníky. In: *Haberkorn* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/valeckove-dopravniky/>
- [14] Katalog společnosti. *Transroll* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog-spolecnosti-cz-25569.pdf?redir>
- [15] Řemenové dopravníky. In: *Haberkorn* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/remenove-dopravniky/>

- [16] HUŇAŘ, Jan. *Válečkový dopravník s odpojitelným pohonem* [online]. 2016 [cit. 2021-05-15]. Bakalářská práce. VŠB - TUO. Vedoucí práce Ing. Robert Brázda, PhD.
- [17] CONVEYOR ROLLERS, ROLLERDRIVE, CONTROLS. *INTERROLL* [online]. [cit 2021-05-15]. Dostupné z:
https://www.interroll.com/fileadmin/Downloads/Catalogs/RollerDrive_and_Controls/DC_Platform_EN.pdf
- [18] Ocelové tyče. In: *Kovintrade* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z:
<http://www.kovintrade.cz/prodejni-program/metalurgie/ocelove-tyce/>
- [19] Hliníkové konstrukční profily. In: *Marek* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z:
<https://www.marek.eu/hlinikove-konstrukcni-profil-y-fm-systeme/>
- [20] Kulová stojanová ložiska. In: *Ameco* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z:
<http://eshop.ameco.cz/produkty/Gulove-stojanove-loziska-UCP-siva-liatina>
- [21] Dvojitá ozubená kola pro dva jednořadové válečkové řetězy. In: *Ameco* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <http://eshop.ameco.cz/produkty/Dvojite-ozubene-kolesa-pre-dve-jednoradove-valcekove-retaze-06-B-1>
- [22] Jednořadové válečkové řetězy. In: *Ameco* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z:
<http://eshop.ameco.cz/produkty/Jednoradove-valcekove-retaze>
- [23] Katalog společnosti. *SEW-EURODRIVE* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z:
<https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/25957228.pdf>
- [24] Hliníkový konstrukční systém. In: *Alvaris* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z:
<https://www.alvaris.eu/cz/hlinikovy-konstrukcni-system/profilova-rada-5/profil-5-40x40>

Poděkování

Na závěr této práce bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce, panu Ing. Zdeňkovi Zemanovi za vedení, cenné rady a trpělivost při zpracovávání této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat mé přítelkyni a rodině za podporu, trpělivost a lásku, které se mě za dobu mého studia z jejich strany dostávalo.

Přílohy

Příloha A: 3D model

Příloha B: Produktová data k vybranému motoru

Příloha C: Sestavný výkres válečkového dopravníku

Příloha D: Sestavný výkres válečku s ložisky

Příloha E: Výrobní výkres řetězového kola